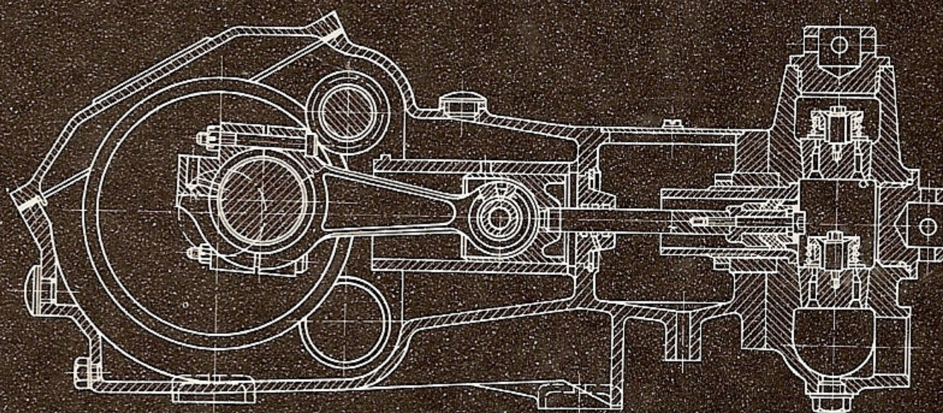
Stavba a provoz strojů IV

Konstrukční uspořádání, provoz a údržba

V. SKOPAL, J. ADÁMEK, M. HOFÍREK



SNTL

ING. VLASTIMIL SKOPAL
ING. JINDŘICH ADÁMEK
ING. MOJMÍR HOFÍREK

Stavba a provoz strojů IV

KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ, PROVOZ A ÚDRŽBA

Schválilo ministerstvo školství ČSR dne 30. 1. 1981
čj. 30 878/80-211 jako učební text pro čtvrtý ročník
středních průmyslových škol strojnických

PRAHA 1982
SNTL – NAKLADATELSTVÍ
TECHNICKÉ LITERATURY

Učebnice pojednává o dopravních strojích a zařízeních, o pístových a lopatkových rotačních strojích, o proudových a raketových strojích, popisuje zařízení na výrobu páry a pro technickou úpravu prostředí. Obecné poznatky jsou vhodně doplněny popisem konstrukčního uspořádání hlavních představitelů jednotlivých skupin strojů a zařízení. Obsahuje též pokyny pro provoz, údržbu, renovaci dílů a zásady bezpečnosti práce při obsluze těchto strojů a zařízení. Vypočtené vzorové příklady slouží pro samostatné řešení dalších úloh. Text je doplněn názornými obrázky a přehlednými tabulkami.

Je určena pro studující 4. roč. SPŠ strojnických v denním studiu i ve studiu pracujících a bude i vhodnou příručkou pro střední technické kádry v praxi.

Lektorovali: Ing. Rudolf Kříž
Ing. Miloš Šavrda, CSc.

Redakce báňské a strojírenské literatury
Hlavní redaktor dr. Vladimír Pešl
Odpovědný redaktor Ing. Pavel Vávra

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Jednotka
A	práce	J
D	průměr	m; mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F	síla, odpor	N
G	tíha, tíhová síla	N
H	výška, spád	m
I	impuls síly,	N . s
	moment setrvačnosti tělesa	kg . m^2
L	délka, vzdálenost	m; mm
M	moment síly	N . m
	Machovo číslo	1
M_k	kroutící moment	N . m
M_o	ohybový moment	N . m
P	výkon, příkon	W; kW
Q	teplo, množství tepla, tepelná energie	J
$\dot{Q}$	tepelný tok, tepelné ztráty, tepelný výkon, chladicí výkon, tepelná produkce	W; kW
Q_m	hmotnostní průtok (hmotnostní tok), spotřeba paliva	kg . s^{-1}; t . h^{-1}
Q_V	objemový průtok (objemový tok)	m^3 . s^{-1}; m^3 . h^{-1}
R	poloměr	m; mm
S	plocha, průřez	m^2; mm^2
T	termodynamická teplota	K
	doba cyklu	s
V	objem	m^3
W	energie	J
W_k	průřezový modul v krutu	mm^3; m^3
Y	měrná práce, měrná energie, adiabatický spád	J . kg^{-1}
Z	ztráty	%
	výška komína	m

Značka	Veličina	Jednotka
a	zrychlení, zpoždění	m . s^{-2}
	vyložení jeřábu, šířka	m
b	šířka, délka	m; mm
c	absolutní rychlost	m . s^{-1}
	měrná tepelná kapacita	J . kg^{-1} . K^{-1}
c_m	meridiánová rychlost	m . s^{-1}
c_s	střední pístová rychlost	m . s^{-1}
d	průměr	m; mm
f	součinitel tření	1
g	tíhové zrychlení	m . s^{-2}
h	výška	m; mm
i	převodové číslo, počet válců, počet článků otopného tělesa, počet stupňů lopatkového stroje	1
	měrný tepelný obsah (entalpie)	J . kg^{-1}
k	součinitel, míra bezpečnosti	1
	součinitel přestupu tepla	W . m^{-2} . K^{-1}
l	délka, vzdálenost	m; mm
$l_{2,3}$	měrné výparné teplo	J . kg^{-1}
m	hmotnost	kg
m_F	měrná spotřeba raketového motoru	kg . N^{-1} . s^{-1}
m_Q	nosnost	kg; t
n	otáčky, frekvence otáčení	s^{-1}
n_s	měrné otáčky výkonové	1
n_q	měrné otáčky objemové	1
p	tlak	Pa; MPa
p_a	atmosférický tlak	Pa
q	jednotkové teplo	J . kg^{-1}
	zatížení výhřevné plochy	W . m^{-2}
q_m	hmotnostní chladivost	J . kg^{-1}
q_n	výhřevnost	J . kg^{-1}
r	poloměr, rozvor	m; mm
s	dráha, tloušťka	m; mm
t	rozteč, délka	m; mm
	čas, doba	s
u	unášecí rychlost	m . s^{-1}
v	rychlost	m . s^{-1}
	měrný objem	m^3 . kg^{-1}
w	relativní rychlost	m . s^{-1}
x	součinitel, poměr, suchost mokré páry	1

Značka	Veličina	Jednotka
z	výška vody, zdvih ventilu,	m; mm
	počet zubů, počet závitů	1
α	úhel, úhel opásání	rad; (°)
	poměr	1
β	úhel	rad; (°)
δ	úhel	rad; (°)
	součinitel	1
Δ	diference, přírůstek	1
ε	kompresní poměr, zatěžovatel,	
	chladicí součinitel	1; %
η	účinnost	1; %
ϑ	poměr	1
	teplota	°C
$\varkappa$	adiabatický exponent	1
λ	součinitel ztrát v potrubí,	
	výkonový součinitel	1
μ	součinitel odporu	1
ξ	ztrátový součinitel místního odporu	1
	rameno momentu valivého tření	m; mm
ϱ	hustota (měrná hmotnost), sypná hmotnost	$kg . m^{-3}$; $t . m^{-3}$
ϱ_R	stupeň reakce	1
σ	normálové napětí	MPa
	součinitel rychloběžnosti	1
τ	tečné napětí	MPa
φ	průtokový součinitel, rychlostní součinitel	1
	úhel smykového tření, úhlová dráha	rad; (°)
ψ	tlakový součinitel, součinitel plnění	1
ω	úhlová rychlost	$rad . s^{-1}$

Ostatní značky a zejména indexy jsou vysvětleny v textu.

ÚVOD

Jak bylo uvedeno v předmluvě k řadě učebnic Stavba a provoz strojů, má tento IV. díl za úkol popsat funkci, uspořádání, provoz a údržbu jednotlivých strojů a zařízení. V učebnici předem stanoveného rozsahu není možno popsat všechny stroje ze všech oborů. Proto byly vybrány stroje tak, aby tato kniha s netradičním rozdělením základních strojů obsáhla charakteristické představitele popisovaných strojů a zařízení.

Jednotlivé kapitoly obsahují základní schémata a výpočty potřebné pro stavbu, provoz a údržbu všech nejdůležitějších strojů a zařízení, se kterými přijdou do styku absolventi středních průmyslových škol strojnických po zařazení do praxe. Jsou uvedeny také zásady výpočtu hlavních parametrů pro objednávání nového stroje a pro jeho provoz a údržbu.

Při tvorbě této učebnice se autoři snažili dát studujícím základy pro výpočet jednotlivých strojů, jejich účelnost, ekonomičnost, technologičnost konstrukce a zároveň pro obsluhu, údržbu a renovaci podstatných částí strojů se zvláštním zřetelem na bezpečnost práce. Předpokládá se, že absolvent se bude věnovat hlubšímu studiu příslušného strojního zařízení až v praxi po zařazení do určitého oboru ve strojírenství. Pozornost je věnována také výrobě strojů v ČSSR.

Vzorce odvozené ve fyzice, mechanice a jiných průpravných předmětech jsou zde přejímány bez odvozování a vysvětlování, jsou dále rozvíjeny se zaměřením na použití při výpočtu a volbě strojů. Učivo, které je obsaženo ve Strojnických tabulkách, je označeno zkratkou ST. Na konci učebnice je uveden seznam nejdůležitějších ČSN souvisejících s příslušnou skupinou strojů. Podobně je také uveden seznam použité a doporučené literatury pro učitele a žáky.

V jednotlivých kapitolách jsou zahrnuty vypočtené vzorové základní úlohy a kontrolní otázky, které jsou voleny tak, aby vedly pokud možno k samostatným rozborům a úvahám.

Autoři děkují Ing. Rudolfu Křížovi za cenné náměty pro nové netradiční rozdělení strojů a za připomínky během tvorby celé učebnice; stejně tak i Ing. Zdeňku Čechovi za podklady k celé učebnici. Velkou pomocí byly autorům hodnotné podklady od Ing. Vladislava Indry pro kap. 2.1 Zdvihací zařízení a jeřáby. Stejné díky patří i recenzentům za pečlivé a podrobné posouzení díla, čímž přispěli rozhodujícím způsobem k uskutečnění všech záměrů autorů.

Autoři očekávají, že učebnice pomůže učitelům maturitního předmětu stavba a provoz strojů zvládnout výběr nejdůležitějších strojů a zařízení při daném počtu

vyučovacích hodin. Jejich snahou bylo též uspořádat kapitoly tak, aby je bylo možno podle výběru učitele využít jako maturitních otázek. Zároveň budou autoři vděčni za případné připomínky, doplňky a náměty k obsahu kterékoliv části učebnice.

1 PŘEHLED STROJŮ

Přehled všech strojů podle základních schémat je uveden v úvodu I. dílu učebnice Stavba a provoz strojů.

Rozdělení strojů v této učebnici je provedeno novým způsobem takto:

1. Pro rozdělení do skupin je rozhodující základní konstrukce stroje, a nikoli – jako dosud – jeho použití. Tak se dostávají do velkých skupin příbuzné stroje a zařízení.

2. Nejprve jsou shrnuty všechny *dopravní stroje**) bez zřetele na směr dopravy (svisle, vodorovně nebo šikmo), ať již v přímce, v rovině nebo v prostoru, a také bez zřetele na druh pohonu. Do dopravních strojů tedy byly zahrnuty nejen jeřáby, zdvihadla, výtahy a dopravníky, ale i manipulační prostředky a motorová vozidla.

3. Do další skupiny byly zařazeny všechny *pístové stroje*, a to jak pístová čerpadla a pístové kompresory, tak i spalovací motory a stroje s jiným uspořádáním pístů i různých tvarů pístů a jiných pohybů než přímočarých.

4. Dále jsou uvedeny souhrnně všechny *lopatkové stroje*, tedy odstředivá čerpadla, vodní turbíny, ventilátory a turbokompresory, parní a plynové turbíny.

5. Samostatně byly zařazeny *proudové a raketové stroje*, rozčleněné do několika skupin.

6. V další skupině jsou *zařízení na výrobu páry*, s využitím parních kotlů nebo jaderných reaktorů.

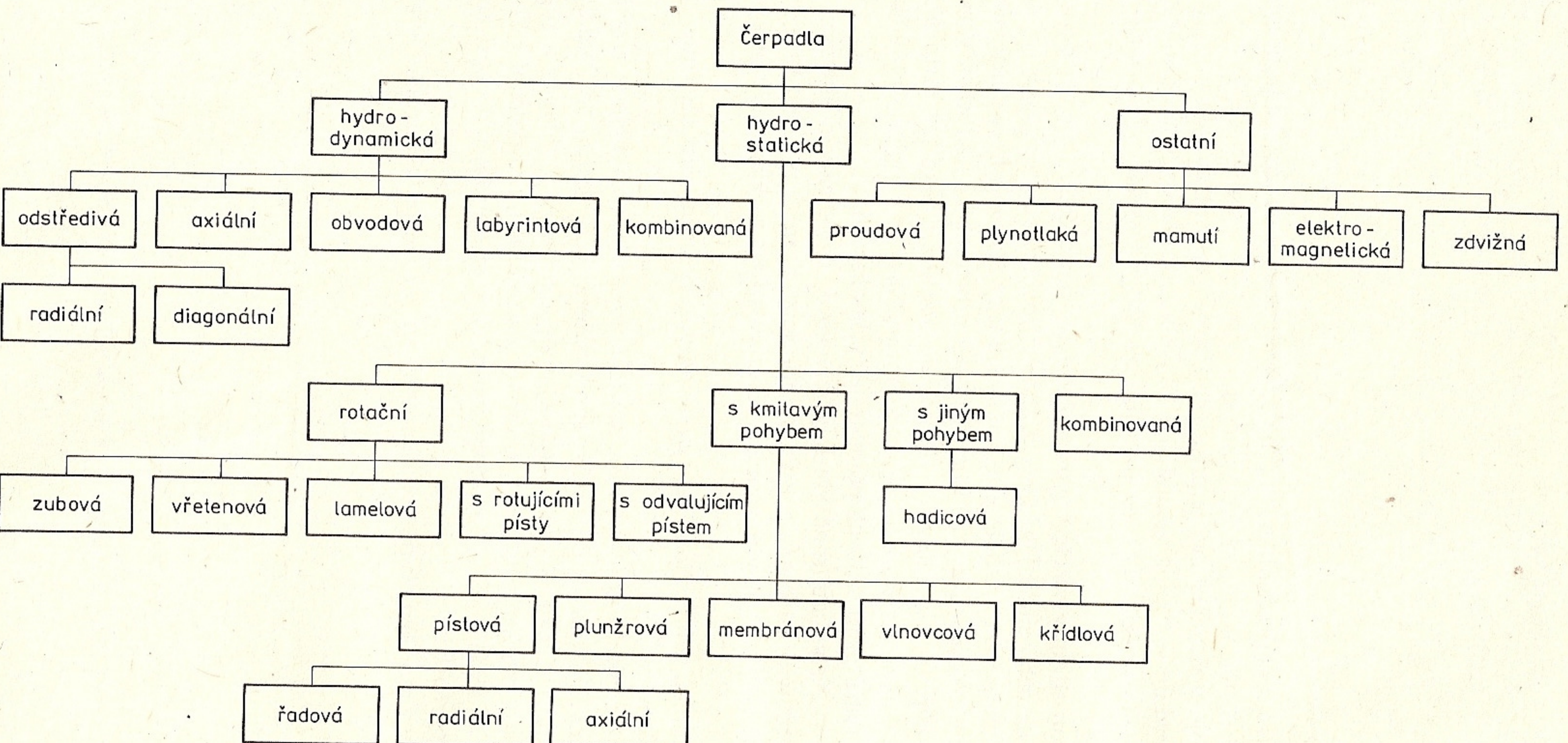
7. V poslední kapitole jsou popsána *zařízení pro technickou úpravu prostředí*. Zde jsou uvedeny základní druhy ústředního vytápění, klimatizace, průmyslového sušení a strojního chlazení. Do této kapitoly byly zahrnuty i vodovody a plynovody, protože jsou nutným příslušenstvím mnoha strojů. Rozvod potrubí v klimatizaci, větrání, vytápění a ve vodovodech provádějí i ve stavebnictví často absolventi oboru strojírenství.

Jelikož jsou vybrané typy čerpadel a kompresorů v různých kapitolách, je jejich přehled v *tab. 1* a *2*.

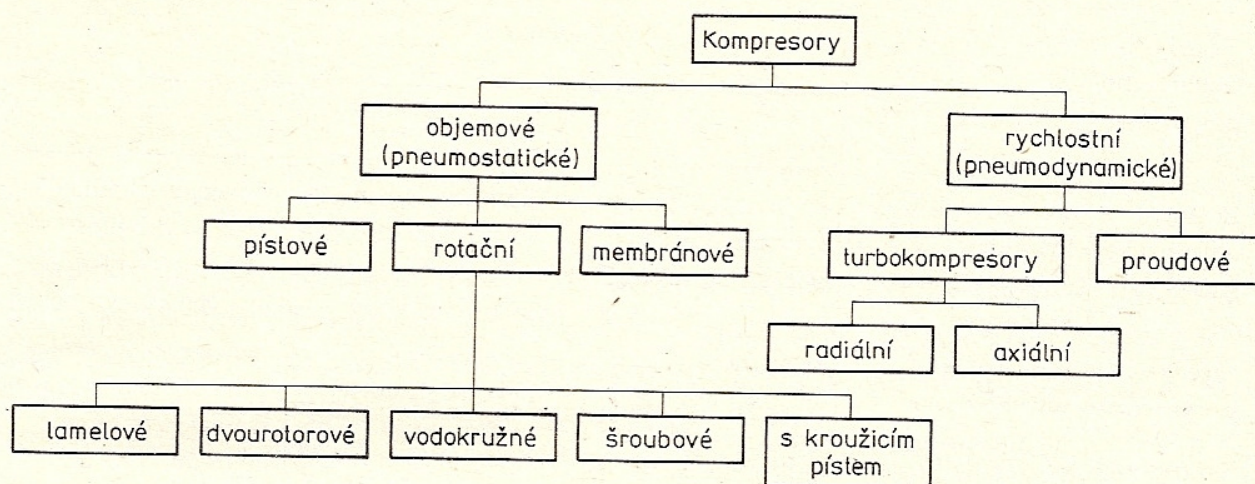
---

*) Podle ČSN 26 0002. Zařízení a prostředky k manipulaci a přepravě materiálu a osob.

Tab. 1. Základní rozdělení čerpadel podle ČSN 11 0000



Tab. 2. Základní rozdělení kompresorů



1.1 Hlavní zásady pro konstrukci strojů

Při návrhu a konstrukci nového stroje (strojního zařízení) vypracuje konstruktér (skupina konstruktérů) nejprve plán prací. Tento plán musí obsahovat všechny úkoly a cíle k dosažení co nejvyšší technicko-ekonomické úrovně celého stroje nebo zařízení. Hlavní obecné zásady pro konstruování jsou v [5].

1.2 Hlavní zásady pro provoz, údržbu strojů a renovaci

Pro bezporuchový a hospodárný provoz strojů (zvláště nových) je nutno vypracovat potřebnou dokumentaci již od přípravy objednávky na zakoupení nového stroje (*tab. 3*). Tím se zajistí předpoklady pro bezporuchovost, přesnost a dlouhou životnost stroje.

Dalším velmi důležitým úkolem technických pracovníků je určit díly a součásti, které jsou nejvíce namáhány, a proto je bude třeba častěji vyměňovat nebo renovovat. Pro výměnu musí být připraveny náhradní díly, a pokud se vystačí s renovací opotřebených částí, je nutno předem stanovit nejvhodnější způsob úpravy (navaření, tvrdé chromování, změna rozměrů lícovaných součástí apod.).

Pro generální opravu složitého a rozměrného stroje nebo zařízení je třeba předem zajistit efektivní mechanizaci opravářských prací:

1. K pracovním úkonům s těžkými díly stroje předem připravit potřebné speciální strojní zařízení (jeřáby, zdvihadla), vyhledat potřebné ČSN.

2. Připravit kvalifikované kádry, aby termín opravy a postup práce byl přesně dodržen.

3. Seznámit opraváře s plánovaným postupem prací a upozornit je na možné obtíže při opravě. Podaří-li se z pracovníků – opravářů vytvořit kvalitní kolektiv (nejlépe brigádu socialistické práce), lze se spolehnout na dodržení plánovaného termínu.

Tab. 3. Postup zajištění dokumentace nového stroje

Úkol pro technického pracovníka	Pořadí úkolů			
	1	2	3	4
Příprava objednávky stroje	studium příslušné literatury, ČSN a prospektů výrobce	zpracovat výpočty k určení potřebných parametrů stroje	komplexní posouzení a porovnání stroje s kapacitou ostatního vybavení závodu	vyhledání vhodného typu a výkonnosti stroje podle prospektů a ceníků výrobců
Uvedení do provozu	řádná přejímka nového stroje a kontrola úplnosti jeho příslušenství	seznámení s dokumentací nového stroje od výrobce, také ČSN	zjistit správnou funkci a přesnost nového stroje	vypracovat směrnice pro bezpečnost práce u stroje a ochranu životního prostředí (hluk, prach)
Plán údržby a mazání	vypracovat plán údržby a čištění stroje, jeho mazání	vypracovat plán prohlídek a kontroly přesnosti stroje	stanovení parametrů, které nesmějí být v provozu a při údržbě překročeny (otáčky, záběr)	srovnání příslušných předpisů uvedených v ČSN pro provoz stroje
Prohlídky, určení SO a GO	určení termínů prohlídek a kontrol funkční činnosti a přesnosti	stanovení potřebných náhradních dílů a jejich objednání nebo zajištění výroby	stanovení termínů středních oprav (SO) a zajištění kvalifikace opravářů	stanovení termínu generální opravy (GO) a zajištění kvalifikace opravářů

4. Zajistit pečlivou kontrolu opravářských prací včetně přesnosti chodu opraveného stroje.

1.3 Význam ČSN a dodržování bezpečnosti práce

Znalost a používání potřebných ČSN je prvořadou činností při jakékoli práci technika. Každý pracovník je povinen se příslušnými normami řídit a v plném rozsahu je dodržovat.*)

Mimořádnou pozornost musí každý technický pracovník věnovat dodržování bezpečnosti práce u každého stroje a zároveň uvážit vliv chodu stroje na zdraví obsluhy (prašnost, hlučnost, horký provoz atd.). Dohled na dodržování předpisů o bezpečnosti práce u strojů a v celém provozu každého národního podniku má podle zákona č. 174/1968 Sb. Český úřad bezpečnosti práce (ČÚBP). Dozor je zajišťován inspektory bezpečnosti práce pro každý kraj ČSSR.

Není-li možné zajistit po úpravě nebo opravě stroje úplnou bezpečnost práce, protože jde o zastaralý stroj, je nutno navrhnout nový, výkonnější a hospodárnější (inovace strojů)

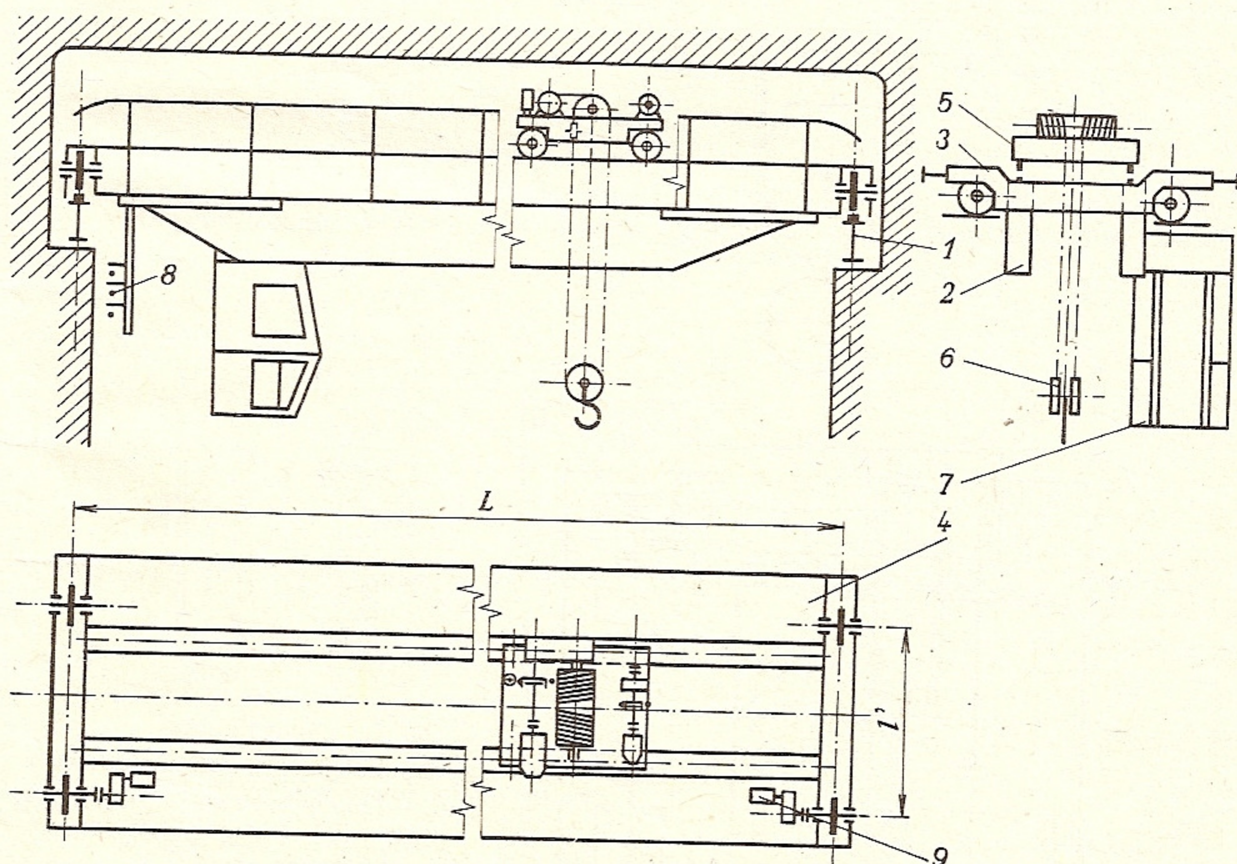
---

*) Vybrané ČSN a jejich podskupiny pro všechny typy probíraných strojů jsou na konci učebnice.

2 DOPRAVNÍ STROJE A ZAŘÍZENÍ

K nejnamáhavější lidské činnosti patřilo vždy zvedání, přemísťování břemen na různé vzdálenosti. K umožnění a usnadnění těchto prací se používají různá zdvihací a dopravní zařízení, od jednoduchých zdvihadel a vozíků přes jeřáby a dopravníky až po vozidla a letadla, popř. rakety.

V dnešní době představují *dopravní operace* jen v hospodářství ČSSR přemísťování několika miliard m^3 za rok, zaměstnávají přes milión pracovníků a spotřebují podle odvětví 30 až 70 % společenské pracovní doby. Jsou zde tedy velké možnosti úspor a zvýšení efektivnosti volbou, např. vhodného dopravního systému; hlavně však použitím takové technologie a organizace, kde by se dopravní operace co nejvíce omezily.

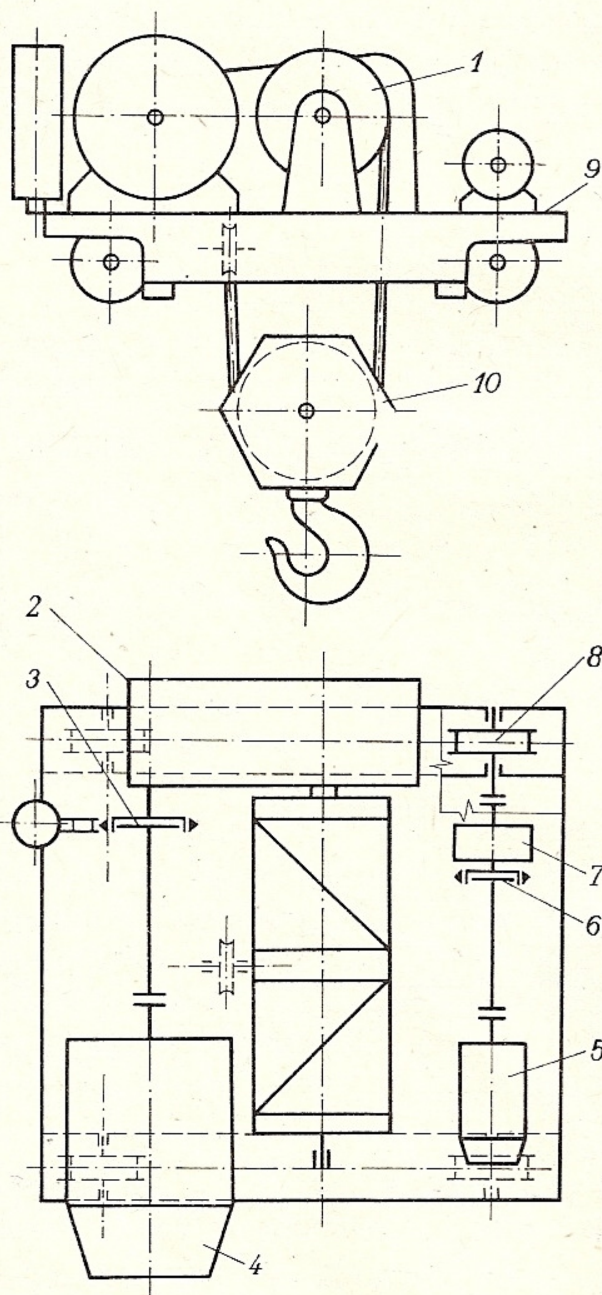


Obr. 1. Elektrický mostový jeřáb dvounosníkový
1 – jeřábová dráha, *2* – hlavní nosník, *3* – příčný nosník, *4* – plošina, *5* – jeřábová kočka, *6* – kladnice, *7* – budka pro řidiče, *8* – hlavní trolej, *9* – pojížděcí ústrojí mostu, *L* – rozpětí, *l'* – rozvor jeřábu

Mezi dopravní operace patří:

vnější podniková doprava (mezi závody),
vnitřní podniková doprava (mezi budovami, mezi dílnami, mezi pracovišti, přemísťování mezioperační),
skladové hospodářství,
obalová technika (balení, sdružování předmětů, paletizace),
určování množství (počítání, vážení, odměřování, dávkování).

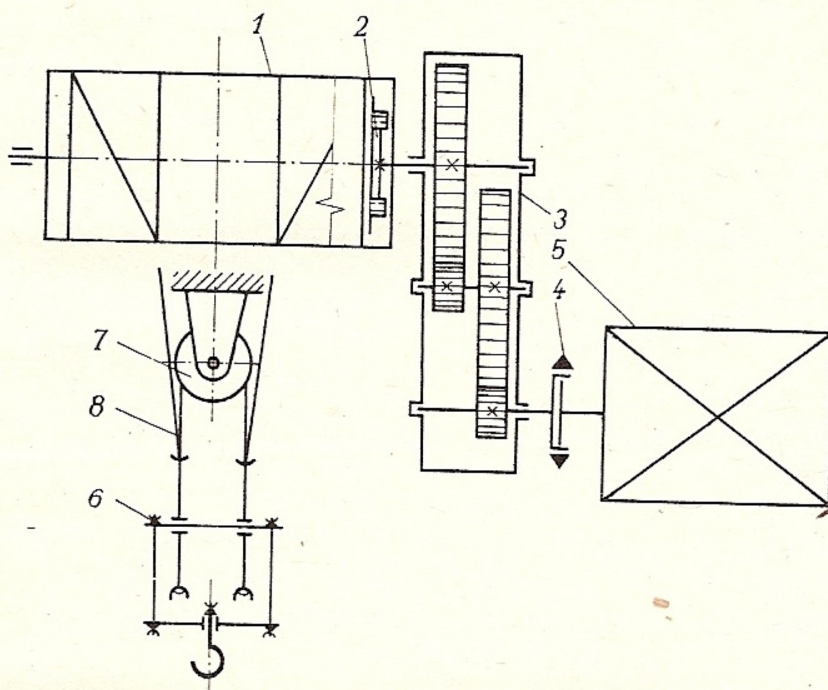
K *dopravním prostředkům*, jako jsou zdvihadla, jeřáby, výtahy, dopravníky a vozidla, se přiřazují ještě *pomocná zařízení* dopravních systémů a *manipulační prostředky*, např. zásobníky, podávače, dávkovače, nakládače, vykládače, manipulátory, prostředky pro paletizaci a kontejnerizaci. Tato zařízení mohou značně zvýšit efektivnost dopravních operací.



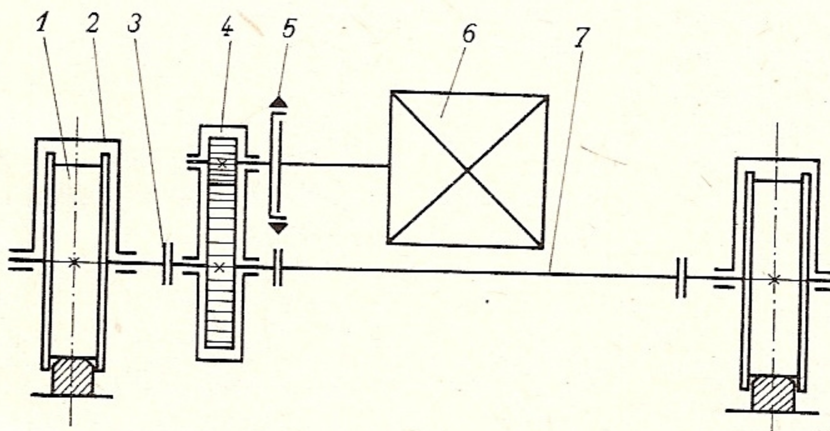
Obr. 2. Jeřábová kočka dvoukolejnicová s jedním zdvihem
1 – lanový buben, *2* – převodovka zdvihu, *3* – brzda zdvihu, *4* – motor zdvihu, *5* – motor pojezdu, *6* – brzda pojezdu, *7* – převodovka pojezdu, *8* – pojíždějící kolo, *9* – rám kočky, *10* – kladnice

2.1 Zdvihací zařízení a jeřáby

Zdvihadla a jeřáby slouží ke svislé dopravě břemen a k jejich držení v požadované výšce. Jeřáby mimoto přemísťují zdvižená břemena i vodorovným směrem mezi místy pracovního pole jeřábu.



Obr. 3. Zdvíhací ústrojí jeřábové kočky
1 – lanový buben, *2* – zubová spojka, *3* – převodovka, *4* – poddajná spojka s brzdou a odbrzďovačem, *5* – elektromotor, *6* – kladnice, *7* – vyrovnávací kladka, *8* – zvedací lano



Obr. 4. Pojížděcí ústrojí jeřábové kočky
1 – pojížděcí kolo hnací, *2* – rám kočky, *3* – poddajná spojka, *4* – převodovka, *5* – poddajná spojka s brzdou a odbrzďovačem, *6* – elektromotor, *7* – průběžný hřídel

Jeden z nejpoužívanějších – *mostový jeřáb* (*obr. 1*) – má pracovní pole obdélníkové. Pracuje tak, že po zvýšené jeřábové dráze pojíždí jeřáb. Jeho nosná konstrukce má tvar mostu. Po kolejích na hlavních nosnících mostu se pohybuje po-

jízdné zdvihadlo – jeřábová kočka (*obr. 2*). Podstatnou částí zdvihacího ústrojí kočky (*obr. 3*) je lanový buben, na něj se navíjí zdvihací lano spojené kladnicí s hákem; na hák se váže břemeno. Pojížděním kočky a mostu se zavěšené břemeno pohybuje vodorovně. Pojíždění zajišťují pojížděcí ústrojí (*obr. 4*), umístěná na kočce a na plošině mostu.

Tab. 4. Přehled jeřábů

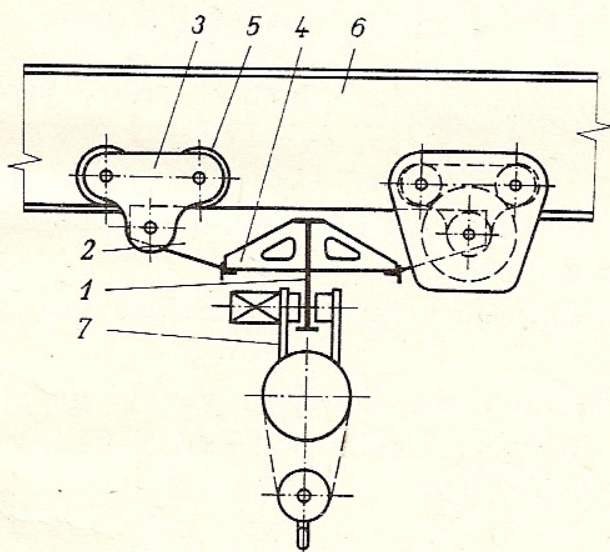
Základní typ	Charakteristika	Druh		Poznámka
Mostové	Pojíždění po zvýšené jeřábové dráze	a) podvěsné (*obr. 5*) b) běžné (*obr. 1*) c) speciální	jednonosníkové jednonosníkové, dvounosníkové, čtyřnosníkové; s kočkou na mostě nebo uvnitř	 stohovací
Portálové a poloportálové	Spodní část konstrukce ve tvaru portálu pojíždí po zemi nebo pojíždí jednou stranou po zemi a druhou po zvýšené dráze (poloportálový)	a) s kočkou (*obr. 6*) nebo s pojízdným otočným jeřábem b) s otočným výložníkem (*obr. 7*) c) s pojízdným a otočným výložníkem	kočka navrch nebo uvnitř výložník stavitelný, kyvný nebo se stálým vyložením	překládací mosty přístavní
Konzolové	Konstrukce ve tvaru konzoly pojíždí po dráze (3 kolejnice) na stěně budovy	a) s kočkou na neotočném výložníku (*obr. 8*) b) s otočným výložníkem	kočka podvěsná – kladkostrojová nebo tažená	těžký provoz
Sloupové a věžové	Hlavní část konstrukce se otáčí kolem svislé osy, klopné momenty jsou zachycovány sloupem nebo věží	a) s otočným sloupem (věží) b) s neotočným sloupem (věží)	nástěnné (*obr. 9*), deriky třínožkové (*obr. 10*) nebo kotvené lany, pojízdné věžové (*obr. 11*), sloup kotvený v základu (*obr. 12*), velocipédové (*obr. 13*), věžové pojízdné	 montážní stavební stavební
Kolejové, silniční a plovoucí	Otočný vršek uložen na vozidle nebo plavidle prostřednictvím točnice nebo sloupu	a) kolejové b) silniční c) plovoucí	 automobilové (*obr. 14*) na pásnicovém podvozku	železniční velmi mobilní
Lanové (kabelové)	Jeřábová kočka je tažena tažným lanem tak, že pojíždí po nosném laně napjatém mezi dvěma věžovitými podpěrami	a) stacionární b) rovnoběžně pojízdné c) pojízdné v oblouku d) lanové portálové	podpěry nehybné nebo výkyvné na bok, obě podpěry pojízdné (*obr. 15*), jedna z věží pojízdná po oblouku	pro stavbu mostů a přehrad

Hlavní parametr všech zdvihacích zařízení je největší dovolená hmotnost břemene – *nosnost* m_Q. ČSN 27 0010 uvádí základní řadu nosností od 0,1 do 1 000 t, odstupňovanou pro nosnosti do 100 t podle řady vyvolených čísel R 10, pro větší nosnosti podle řady R 20. Dalšími parametry jsou výška zdvihu h_z, pracovní rychlosti (zvedání v_z, pojíždění kočky v_k, pojíždění mostu v_j) a rozměry pracovního pole (rozpětí, vyložení). Pro rychlosti určuje norma řadu R 10 od 0,2 do 630 m . min^{-1}; v učebnici jsou používány jednotky m . s^{-1}.

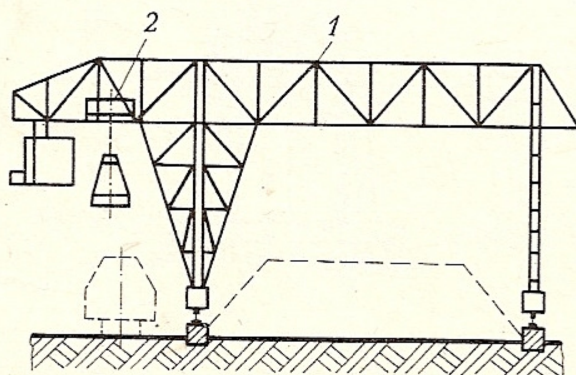
2.1.1 Přehled a rozdělení jeřábů

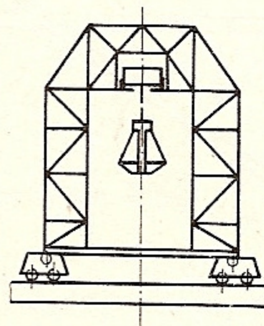
Pro výpočty se jeřáby a jejich části dělí podle celkového počtu pracovních cyklů a podle průměrného vytížení (poměr průměrného břemene a nosnosti) do pěti únavových skupin:

0 – velmi lehký provoz,
I – lehký provoz,
II – střední provoz,
III – těžký provoz,
IV – velmi těžký provoz.



Obr. 5. Podvěsný jeřáb mostový – příčný řez
1 – hlavní nosník, *2* – příčný nosník, *3* – vahadlo, *4* – příčná výztuha, *5* – pojížděcí kolo, *6* – jeřábová dráha, *7* – podvěsná kočka



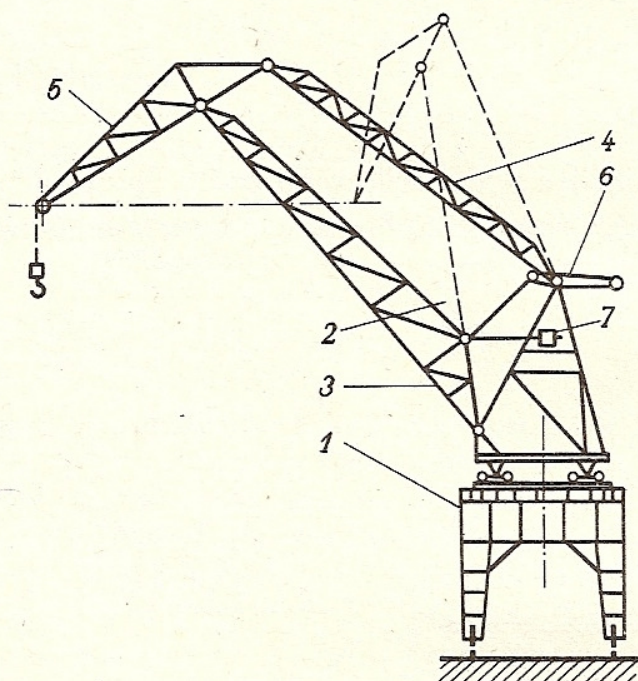


Obr. 6. Portálový jeřáb s kočkou uvnitř
1 – portál, *2* – drapáková kočka

Ruční zdvihadla a jeřáby se nezařazují do žádné z uvedených skupin. Další hlediska třídění a označování jeřábů:

a) tvar nosné konstrukce (*tab. 4* a *obr. 1*, *5* až *15*),

b) druh pohonu (ruční, elektrický, parní, spalovacím motorem, hydraulický a pneumatický),



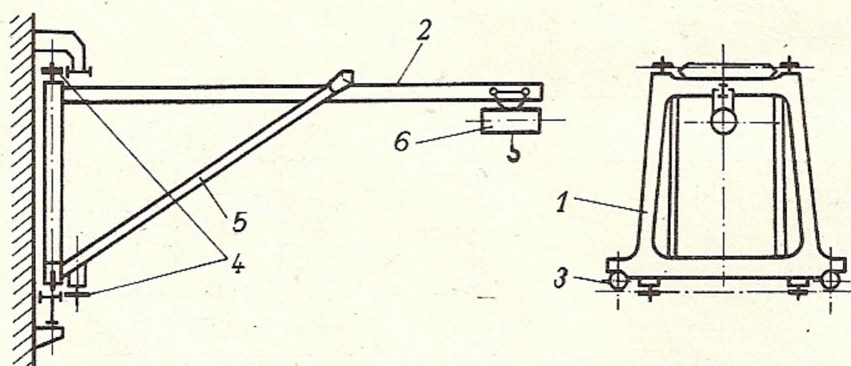
Obr. 7. Přístavní jeřáb s otočným výložníkem
1 – pojízdný portál, *2* – otočný výložník, *3* – vzpěra, *4* – tuhé táhlo, *5* – vahač, *6* – vyvažovací závaží, *7* – sklápěcí ústrojí

c) druh pohybu hlavní části nosné konstrukce (stacionární – nepojízdné, pojízdné, otočné, plovoucí a se sdruženými pohyby),

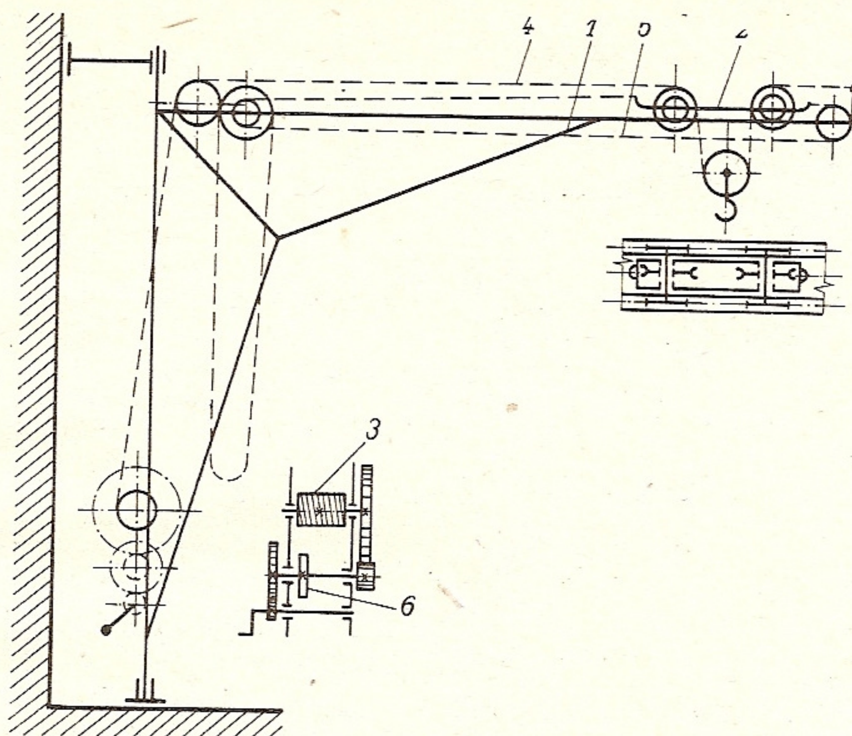
d) účel a místo použití (montážní, dílenské, hutní, nádvorní, skládkové, stavební, železniční, přístavní, havarijní),

e) charakteristická část (jeřáb drapákový, chapadlový, magnetový apod.).

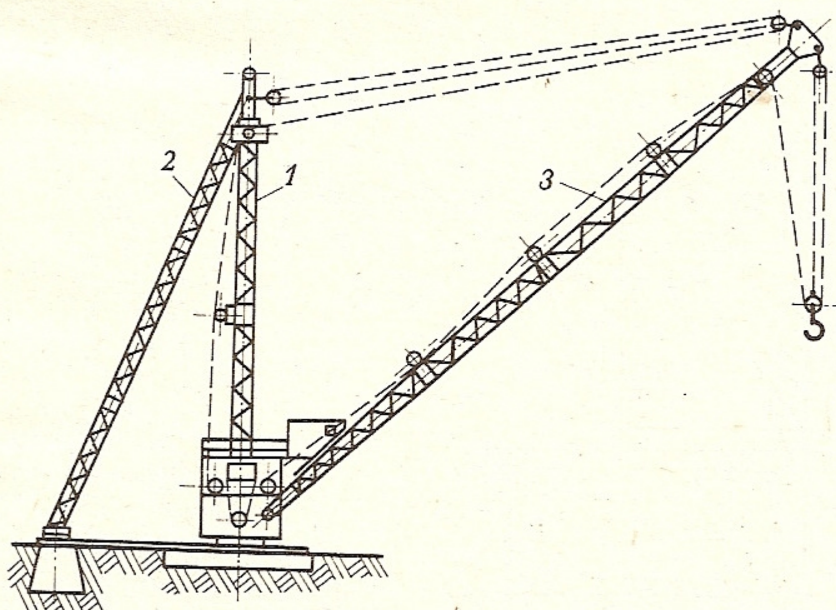
Třídění podle d) bývá ještě podrobnější, např. hutní jeřáby se dělí na slévárenské, licí, kovací, kalicí, sázecí, stohovací (*obr. 92*) atd.



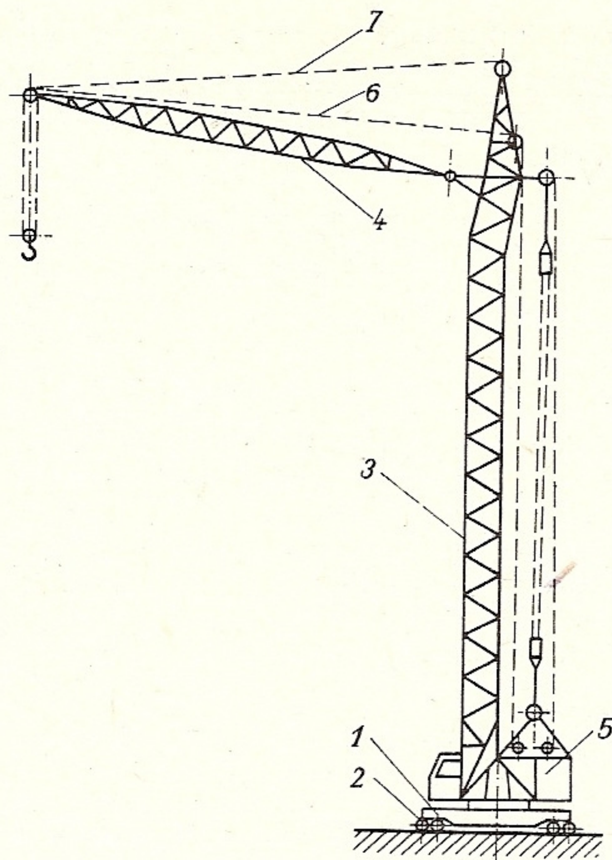
Obr. 8. Konzolový jeřáb s kočkou
1 – svislý rám, *2* – neotočný výložník, *3* – pojížděcí kola zachycující tíhu, *4* – opěrná kola zachycující klopný moment, *5* – vzpěry, *6* – kladkostrojová podvěsná kočka



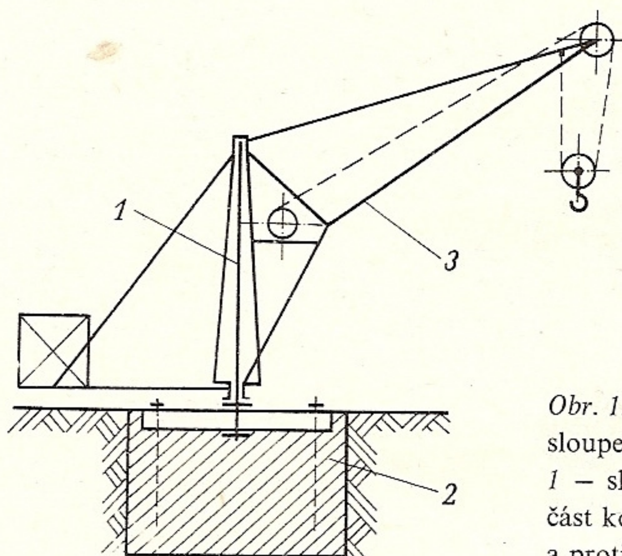
Obr. 9. Nástěnný ruční jeřáb s otočným sloupem
1 – nosná konstrukce, *2* – tažená kočka, *3* – zvedací ústrojí, *4* – zvedací lano, *5* – tažné lano, *6* – brzda



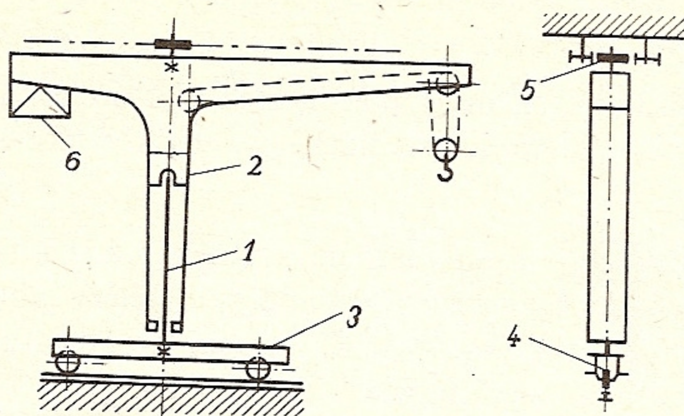
Obr. 10. Třínožkový jeřáb (věžový otočný výložníkový jeřáb – derik)
1 – věž, *2* – táhla, *3* – výložník



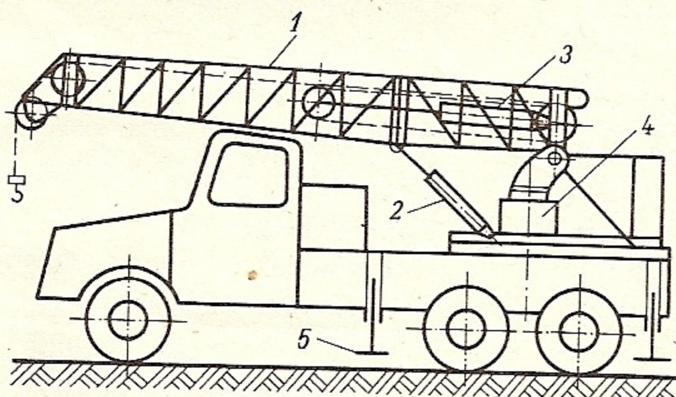
Obr. 11. Pojízdný věžový jeřáb stavební
1 – podvozek se čtyřmi otočnými rameny, *2* – vahadlo s pojezdnými koly, *3* – otočná věž, *4* – výložník, *5* – mechanismy, *6* – zvedací lano, *7* – lano pro sklápění výložníku



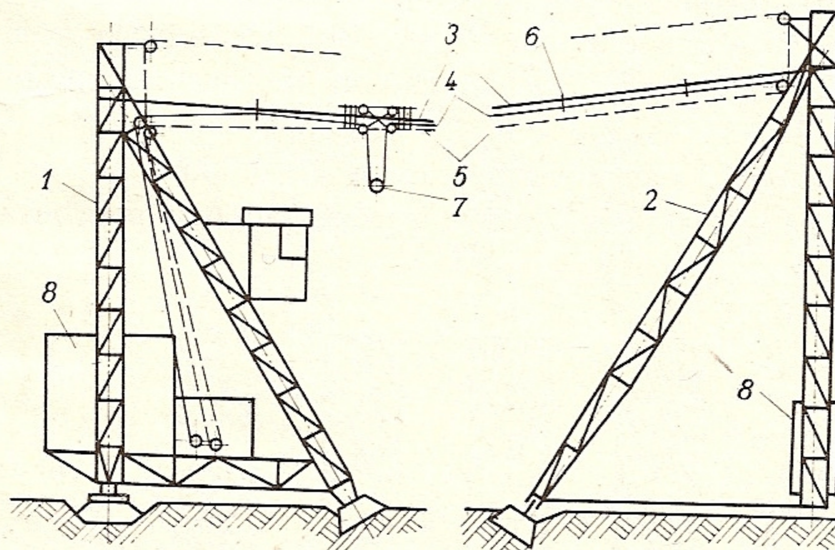
Obr. 12. Otočný jeřáb s nehybným sloupem kotveným v základu
1 – sloup, *2* – základ, *3* – otočná část konstrukce s výložníkem a protizávažím



Obr. 13. Velocipédový jeřáb
1 – sloup kotvený v podvozku,
2 – otočná konstrukce,
3 – dvoukolový podvozek,
4 – pojížděcí kola, *5* – opěrná kola, *6* – vyvažovací závaží



Obr. 14. Automobilový jeřáb
1 – výložník, *2* – hydraulický válec pro sklápění výložníku,
3 – hydraulický válec zdvihu břemene, *4* – hydromotor otoče,
5 – stabilizační výsuvné opěry



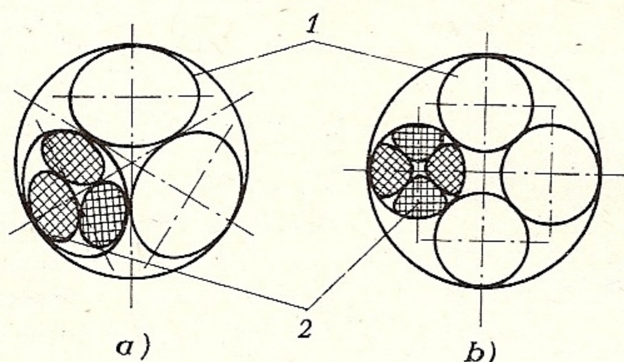
Obr. 15. Lanový jeřáb rovnoběžně pojízdný
1 – strojní věž, *2* – výkyvná věž, *3* – nosné lano, *4* – zvedací lano, *5* – tažné lano,
6 – jezdec k podpírání zvedacího lana, *7* – kladnice, *8* – napínací závaží

2.1.2 Hlavní části zdvihadel a jeřábů

Většina součástí jeřábových mechanismů je známa z předchozích dílů učebnice. V této učebnici budou probírány pouze ty, které jsou specifické pro zdvihací stroje.

Lana a řetězy

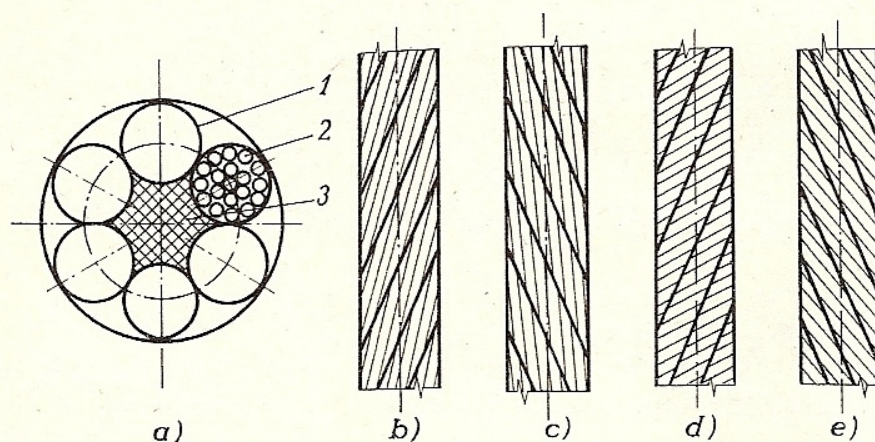
Používají se jako ohebné prostředky pro vázání, zvedání a tažení. Lana jsou lehčí, bezpečnější, pružnější, nehlučná a připouštějí větší rychlosti. Řetězy jsou odolnější proti otěru, žáru, korozi a nešetrnému zacházení; u řetězů lze používat lehkých ozubených kladek místo těžkých lanových bubnů.



Obr. 16. Příčný řez konopným lanem
a) třípramenné,
b) čtyřpramenné:
1 – pramen, *2* – pramenec

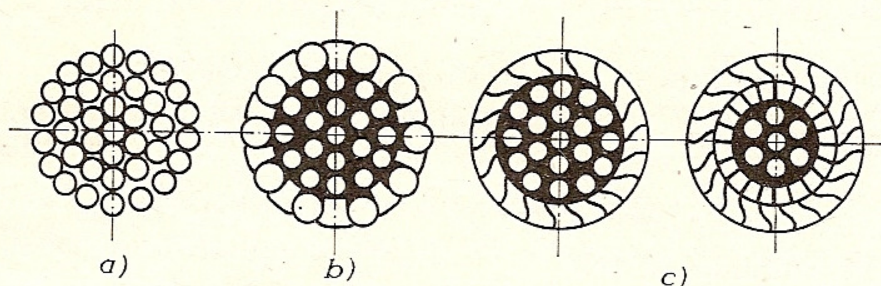
Textilní lana jsou z konopných, bavlněných a polyamidových vláken, svinutých postupně protisměrně do provázků, pramenců, pramenů; tři až čtyři prameny vytvoří lano (*obr. 16*). Pevnost v tahu konopných vláken je 60 až 140 MPa, polyamidových až 200 MPa. Textilní lana se používají jako zvedací prostředky u ručních zdvihadel a k vázání břemene na hák. Měkké lano nepoškozuje choulostivé hrany a stěny zvedaného břemene. Dovolená zatížení textilních lan uvádí ČSN 27 0142; bezpečnost je 5 až 8.

Ocelová lana se vyrábějí z patentovaných ocelových drátků, pevnosti 1 300, 1 600, 1 800 a výjimečně i 2 000 MPa. Zvedací a tažná lana (tzv. pohyblivá) jsou



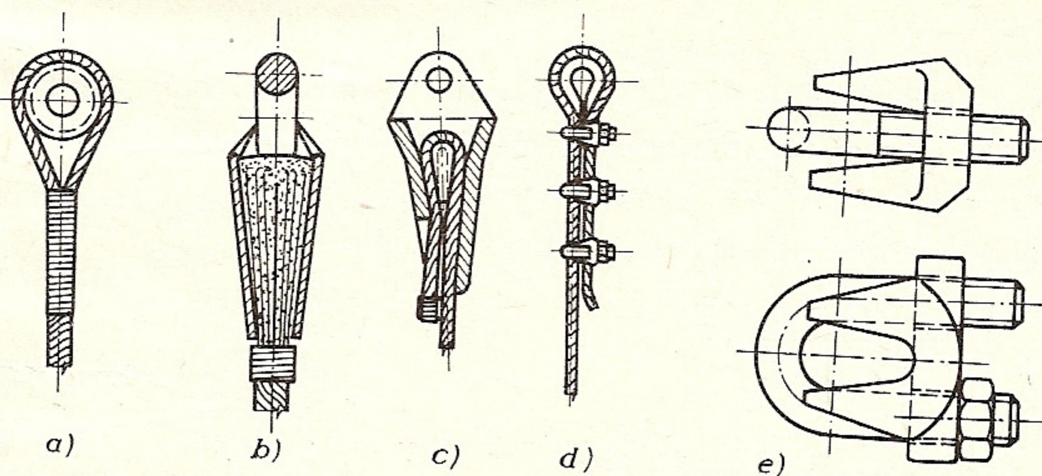
Obr. 17. Šestipramenné ocelové lano
a) průřez lanem: *1* – pramen, *2* – drátek, *3* – vložka, *b*) lano pravé protisměrné, *c*) levé protisměrné, *d*) pravé stejnosměrné, *e*) stejnosměrné levé

vinuta obvykle z šesti pramenů kolem vložky z textilních vláken nebo z měkkých drátků. Drátky v pramenu mají průměr 0,4 až 3 mm. Konstrukce lana se vyjadřuje takto: např. 6 × (1 + 6 + 12) + *v*, tj. 6 pramenů, pramen má uprostřed 1, ve vnitřní vrstvě 6 a ve vnější 12 drátků, *v* značí vložku (*obr. 17*).



Obr. 18. Jednopramenná lana
a) otevřené, *b*) polozavřené, *c*) zavřené

Podle směru vinutí jsou lana pravá a levá, protisměrná a stejnosměrná. Pravé lano má prameny v pravotočivé šroubovici; protisměrné lano má směr vinutí pramenů opačný než směr vinutí drátků. U jeřábů se používají výhradně lana protisměrná; mají menší sklon k rozplétání a tvoření smyček. Stejnosměrná lana jsou pružnější, ohebnější a trvanlivější, lze je však používat jen tam, kde je břemeno vedeno (např. u výtahů). Lana Seal (čti síl) a lana Warrington mají v témže prameni drátky nestejného průměru; mají při stejném průměru větší nosnost a trvanlivost (viz ST).



Obr. 19. Úprava konce lana
a) zapletené oko, *b*) zalití v objímce, *c*) lanová objímka s klínem, *d*) úprava svorkami, *e*) svorka

Jednopramenná lana (*obr. 18*) jsou vinuta z tlustších drátků tak, že se směr vinutí vrstev střídá. Vrchní vrstva může být vytvořena z profilovaných drátků (lano uzavřené). Povrch je hladší a dovnitř nevniká tak snadno voda. Tato lana se používají ke kotvení a jako nosná pro lanové dráhy a lanové jeřáby (lana nepohyblivá).

Ocelová lana jsou normalizována v ČSN 02 4300 až 02 4380 (výběr viz ST). Konce lan musí být upraveny pro uchycení na konstrukci zdvihadla (*obr. 19*).

Lana jsou v provozu namáhána na tah a při nabíhání na kladky a bubny též na ohyb. Zásady výpočtu lan pro jeřáby a zdvihadla uvádí ČSN 27 0100. Počítají se zjednodušeně na tah. Maximální dovolené zatížení lana F_D se vypočítá podle rovnice

$$F_D = \frac{F_P}{k} \geqq F_1,$$

kde F_P je jmenovitá pevnost lana (N),
F_1 – skutečné zatížení lana (N),
k – součinitel bezpečnosti.

Součinitel bezpečnosti k je pro lana

nosná přenosných stavebních lanových jeřábů	3,0
nosná stabilních lanových jeřábů	3,5
kotevní	3,7
ručních jeřábů a zdvihadel kladkostrojů s motorickým pohonem kyvných a stavitelných výložníků	4,1
drapáková, tažné lano kočky	5,0

Pro ostatní lana se volí součinitel k podle *tab. 5*.

Poměrné zatížení lana

$$q = \frac{F}{F_n} \cdot 100 \quad (\%),$$

kde F je zatížení od průměrného břemene (N),
F_n – zatížení od normalizovaného břemene (N).

Skutečné zatížení svislého lana se určí ze vztahu

$$F_1 = \frac{(m_Q + m_G) \cdot g}{N \cdot \eta},$$

Tab. 5. Součinitel bezpečnosti lana k

Poměrné zatížení lana q (%) přes	do	Počet pracovních cyklů lana za rok: do 20 000	20 000 až 50 000	50 000 až 180 000	nad 180 000
–	30	4,4	5,0	5,6	6,2
30	60	5,0	5,6	6,2	6,8
60	–	5,6	6,2	6,8	7,4

Pro lana, u nichž dochází ke střídavému ohybu, se zvětšuje součinitel bezpečnosti k o 0,7.

kde m_Q je hmotnost normalizovaného břemene (kg),
m_G – vlastní hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (kladnice, kleště, traverza apod.) (kg),
N – počet nosných průřezů lanového převodu,
η – účinnost lanového převodu.

Trvanlivost lana je dána počtem ohybů do nutné výměny z důvodu bezpečnosti. Trvanlivost lan závisí na dodržování těchto zásad:

nepřetěžovat,
co nejméně ohýbat a zejména ne v opačném směru,
na kladkách a bubnech používat drážek se správným zaoblením,
nevystavovat mechanickému opotřebení, žáru nebo korozi,
vždy musí být řádně napnuté nebo navinuté,
zabránit tvoření smyček,
správná údržba.

Údržba lan záleží v jejich čištění (kartáče, hadry, benzen, nikoli petrolej nebo nafta), mazání (řídký olej pro vnitřek a hustý na povrch) a v pravidelných prohlídkách (viz ČSN 27 0140). Lano se musí z provozu vyřadit, jestliže:

počet viditelně zlomených drátků na určité délce překročil hodnotu stanovenou normou,
nastalo nápadné prodloužení lana,
některý pramen se přetrhl,
v některém místě vzniklo vyboulení nebo poškození korozí.

Příklad 1. Navrhněte vhodný druh a velikost lana jeřábu, které je zatěžováno silou až 12,7 kN (průměrná síla je 7 kN) a přitom ohýbáno na kladkách v jednom směru průměrně 20krát za hodinu. Jeřáb pracuje denně 2 směny po 8 hodinách.

Poměrné zatížení lana

$$q = \frac{F}{F_n} . 100\,\% = \frac{7\,\text{kN}}{12{,}7\,\text{kN}} . 100\,\% = 55{,}1\,\% .$$

Počet pracovních cyklů za rok

20 cyklů za hodinu . 2 směny . 8 h . 250 pracovních dní v roce =
= 80 000 pracovních cyklů za rok .

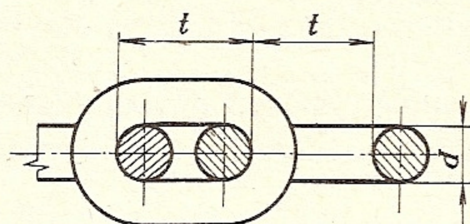
Součinitel bezpečnosti $k = 6{,}2$ (viz *tab. 5*).
Pevnost lana

$$F_P = k . F_1 = 6{,}2 . 12{,}7\,\text{kN} = 78{,}74\,\text{kN} .$$

Podle ST je možno volit buď lano 12,5 ČSN 02 4322.41 ($F_P = 91{,}4$ kN) nebo lano 11,2 ČSN 02 4342.41 ($F_P = 82{,}1$ kN).

Svařované řetězy (*obr. 20*) se skládají z článků odporově svařovaných z ocelí se zaručenou svařitelností jakosti 24 (normalizačně žíhaná) nebo 30 (zušlechtěná). Pro

ovíjení přes ozubené kladky se používá řetězů krátkočlánkových ($t \doteq 2,8d$) kalibrovaných; dlouhočlánkové ($t \doteq 3,5d$) slouží k vázání břemen a ke kotvení. Svařované řetězy je možno ohýbat ve všech směrech.



Obr. 20. Svařovaný řetěz
t – rozteč (vnitřní délka článku),
d – tloušťka řetězu

Dovolená zatěžující síla řetězů podle ČSN 02 3221 a 02 3222 (viz ST) odpovídá vztahu

$$F_D = 2 \,.\, 0{,}25\pi \,.\, d^2 \,.\, \sigma_{Dt} \,,$$

kde F_D je dovolená osová síla v řetězu (N),
d – tloušťka článku (mm).

Pro normalizačně žíhané řetězy je $\sigma_{Dt} = 60$ MPa, pro zušlechtěné 75 MPa. Tato zatížení jsou přípustná pouze pro rychlosti do 1 m . s^{-1}, jinak lze zatěžovat pouze na polovinu uvedených hodnot.

Pro bezpečný provoz jsou nutné pravidelné prohlídky řetězů. Po důkladném očištění (nikoli však v ohni) se kontrolují hlavně svary, výskyt trhlinek a opotřebení míst, kde se články stýkají.

Gallovy řetězy jsou bezpečnější než svařované, připouštějí však ohýbání jen v jedné rovině. Uplatňují se u kladkostrojů větších nosností, u ručních jeřábů, u vratidel kovacích jeřábů a u některých výtahů. Konstrukci a výpočet udává ČSN 02 3330, SPS II a ST.

Kladky a bubny

Podle funkce jsou kladky vyrovnávací, vodicí a hnací. *Vyrovnávací kladky* vyrovnávají malým natočením nestejná prodloužení rovnoběžných větví lana, a tím zajišťují jejich stejné namáhání. *Vodicí kladky* mění pouze směr pohybu lana nebo řetězu, *hnací kladky* na ně přenášejí ještě obvodovou sílu buď tvarovým stykem (ozubené kladky pro řetězy), nebo silovým stykem (lanové kladky).

Kladky pro ocelová lana (*obr. 21*) se vyrábějí z oceli na odlitky, např. 42 2650.2, nebo z šedé litiny (pro malá zatížení). ČSN 27 1820 stanoví základní řadu jmenovitých průměrů kladek D_k a tvar a rozměry věnce v závislosti na průměru lana (označení drážky 1 až 15 – viz ST).

Nejmenší teoretický průměr kladky $D_t = D_k + d$ se volí jako násobek průměru lana tak, aby ohybové namáhání bylo v přípustných mezích:

$$D_t = \alpha \,.\, d \,.$$

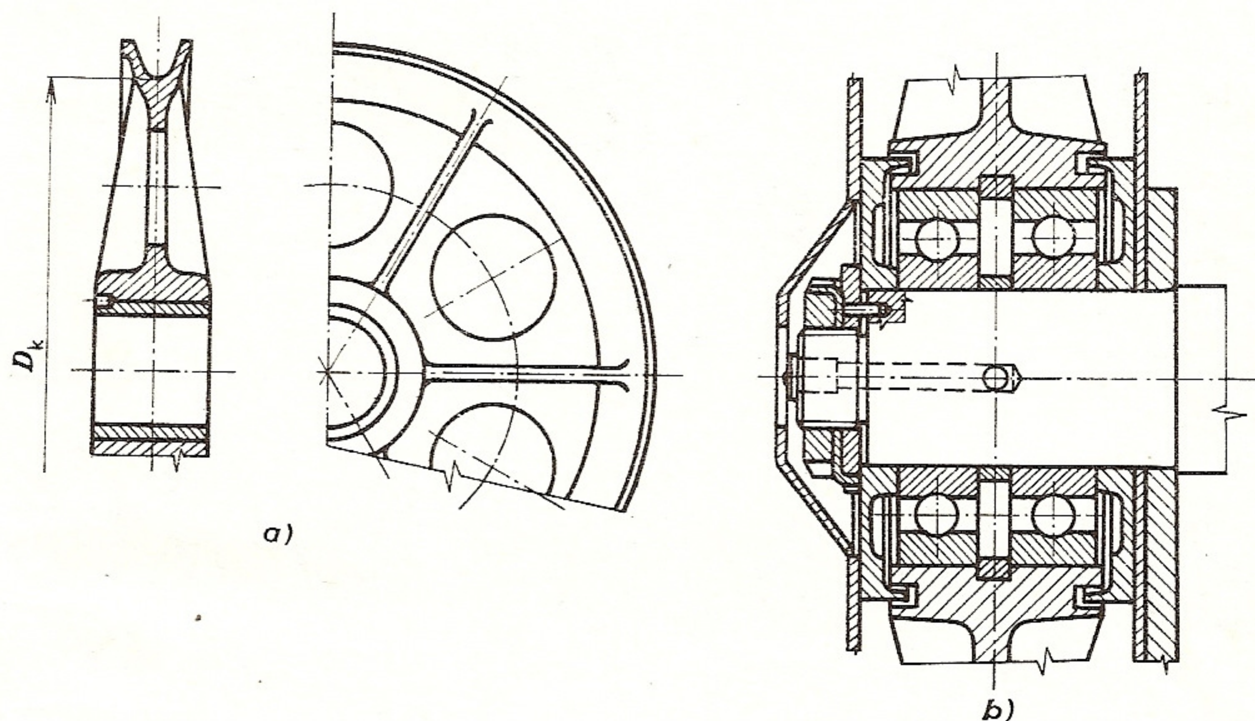
Součinitel α závisí na druhu kladky a na pracovní skupině lana nebo jeřábu (viz ST). Zvětšením průměru kladky se značně prodlouží trvanlivost lana.

Lano smí nabíhat na kladku pod úhlem nejvýše 6°. Podle druhu uložení bývá účinnost vodicí kladky 0,96 až 0,98.

Příklad 2. Pro lano z předchozího příkladu určete průměr kladek a profil věnce.

Podle ST je pro II. skupinu jeřábů součinitel $\alpha = 22$ pro vodicí a $\alpha = 15$ pro vyrovnávací kladku. Pro vodicí kladku platí:

$$D_t = \alpha \,.\, d = 22 \,.\, 11{,}2\ \text{mm} = 246{,}4\ \text{mm}\,.$$



Obr. 21. Vodicí kladka pro ocelové lano
a) uložená na pouzdru, *b*) uložená na valivých ložiskách; D_k – jmenovitý průměr kladky

Jmenovitý průměr kladky

$$D_k = D_t - d = 246{,}4\ \text{mm} - 11{,}2\ \text{mm} = 235{,}2\ \text{mm}\,.$$

Vypočítaný průměr se zaokrouhlí na normalizovaný, 250 mm nebo až 280 mm.

Vyrovnávací kladka:

$$D_t = \alpha \,.\, d = 15 \,.\, 11{,}2\ \text{mm} = 168\ \text{mm}\,.$$

Jmenovitý průměr

$$D_k = D_t - d = 168\ \text{mm} - 11{,}2\ \text{mm} = 156{,}8\ \text{mm}\,;$$

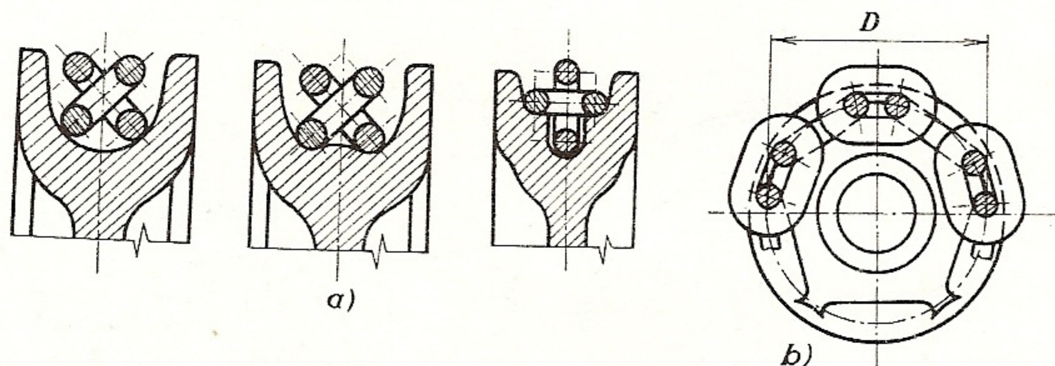
zaokrouhlí se na 160 mm.

Podle ST (ČSN 27 1820) se pro lano 11,2 mm použije profil věnce č. 5.

Kladky pro svařované řetězy (*obr. 22*) jsou z šedé litiny s neobrobeným (tvrdým) povrchem. Průměr vodicích kladek bývá aspoň dvacetinásobek tloušťky článku. Hnací kladka s malým počtem zubů (min. 5) se nazývá ořech. Jeho roztečný průměr

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin(90°/z)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos(90°/z)}\right)^2},$$

kde z je počet zubů ořechu.



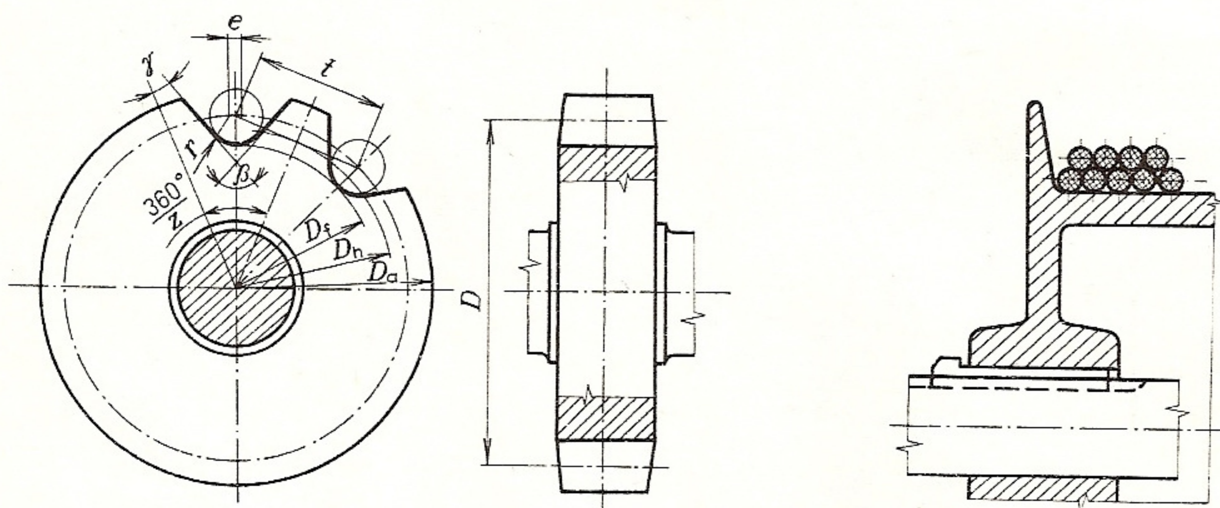
Obr. 22. Kladky pro svařované řetězy
a) kladky vodicí, *b*) ozubená kladka (ořech); *D* – roztečný průměr ořechu

Řetězky mají větší počet zubů a slouží pro ruční pohon řetězem. Účinnost řetězových kladek bývá 0,93 až 0,94.

Kladky pro Gallovy řetězy (též řetězová kola – *obr. 23*) mají roztečný průměr

$$D = \frac{t}{\sin(180°/z)},$$

kde t je rozteč článků.



Obr. 23. Řetězové kolo pro Gallův řetěz
t – rozteč, *D* – roztečný průměr ořechu

Obr. 24. Hladký buben s obrubami

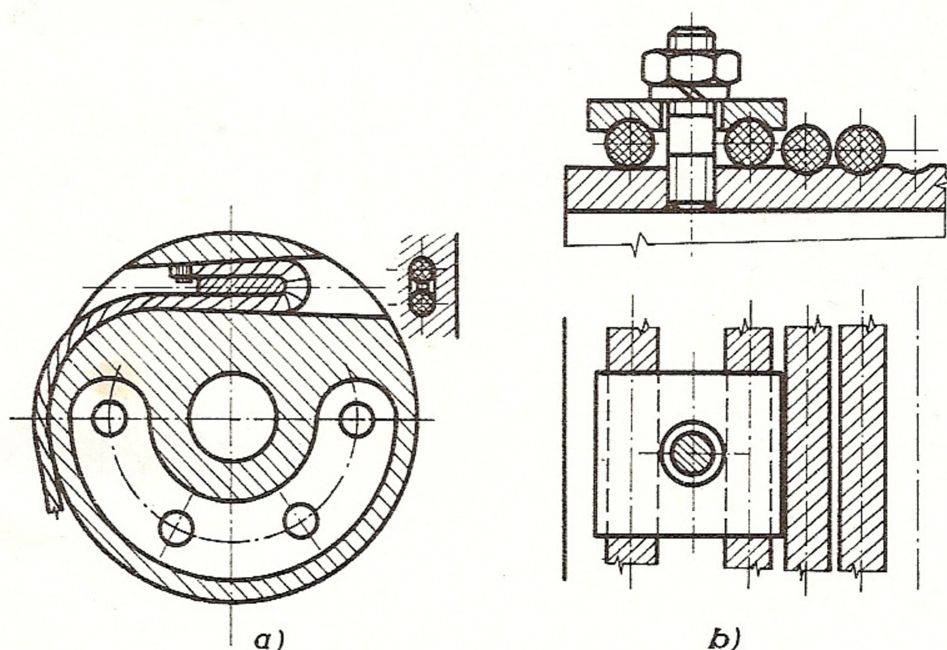
Ozubení mají hnací i vodicí kladky.

Navíjecí bubny pro ocelová lana se dělají buď hladké, nebo rýhované. Na hladké se lano navíjí v několika vrstvách (úspora místa) – buben musí mít obruby (*obr. 24*). Na rýhovaný buben se lano navíjí jen v jedné vrstvě a ukládá se přitom do šroubovité drážky vhodného zaoblení (0,54*d*). Profil drážky a její stoupání udává ČSN 27 1820 (viz ST).

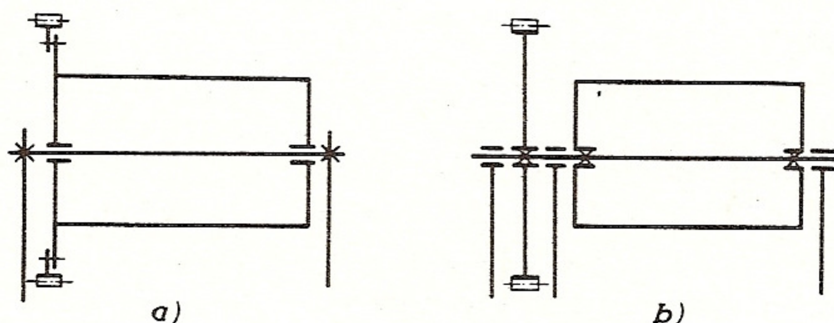
Minimální průměr bubnu se počítá podle stejných zásad jako u kladek:

$$D_b = \alpha \, . \, d \qquad \text{(viz ST)} .$$

Úhel odklonu lana při nabíhání na rýhovaný buben nesmí být větší než 4°.



Obr. 25. Uchycení lana na bubnu
a) klínem, *b*) příložkami (dvě za sebou)

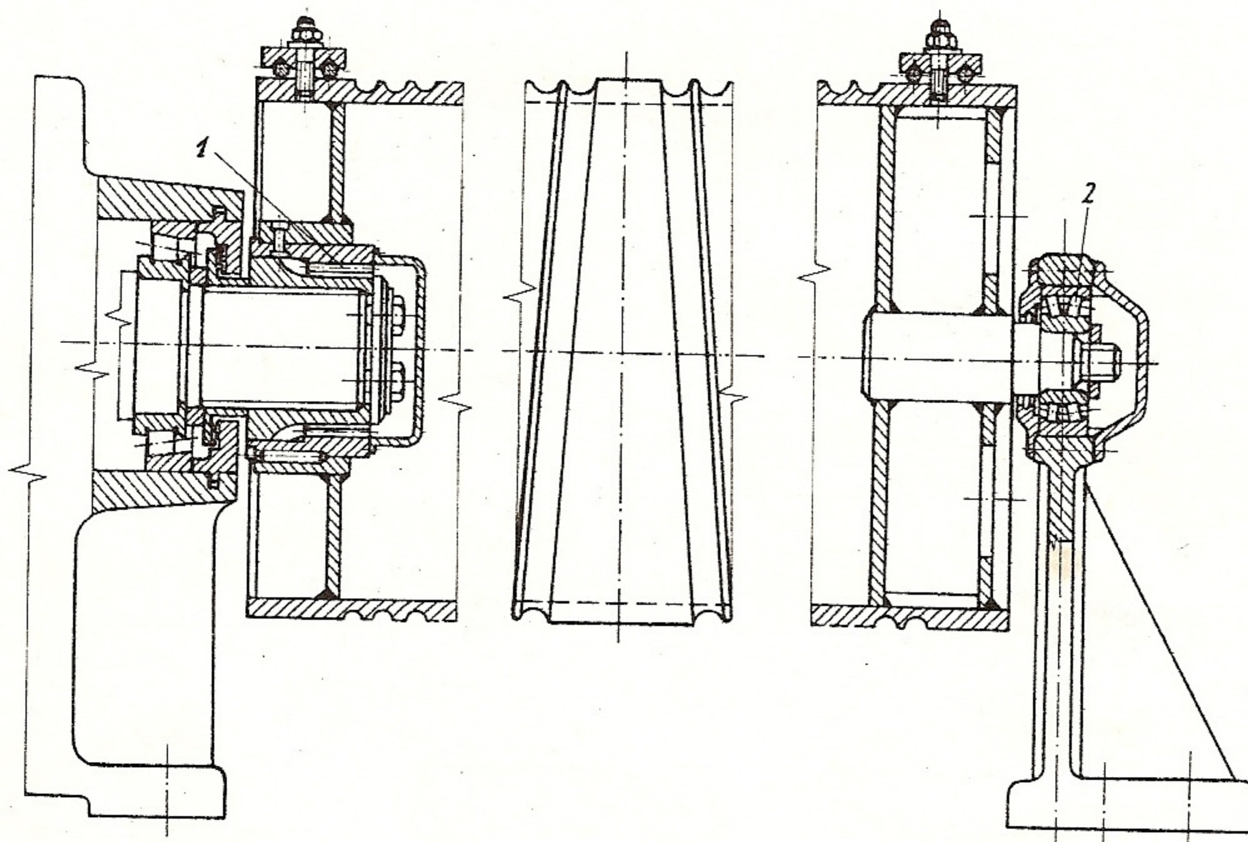


Obr. 26. Uložení bubnu a jeho pohon
a) na nehybném nosném hřídeli (hřídel není kroucen, obtížné použití převodovky),
b) naklínovaný na hybném hřídeli (staticky neurčité uložení – velká montážní přesnost)

Počet závitů z drážky závisí na výšce zdvihu h_z a na počtu nosných průřezů lan N, na nichž visí kladnice s břemenem:

$$z = \frac{N \cdot h_z}{\pi \cdot D_b} + z_0 ,$$

kde z_0 značí dva až tři závity u zakotvení lana na bubnu, které se za provozu neodvíjí, aby bylo odlehčeno místo uchycení (*obr. 25*).



Obr. 27. Buben typizované kočky
1 – zubová spojka, *2* – naklápěcí ložisko bubnu

Bubny se vyrábějí jako svarky z plechu nebo z bezešvé trubky, popř. jako odlitky nejčastěji z oceli 42 2650.1. Tloušťka s stěny svarku bývá (0,8 až 1,0) d, stěna odlitku je asi o 15 % tlustší.

Požadavky na uložení bubnu a jeho pohon (*obr. 26*): co nejmenší hmotnost, malé odpory, snadná montáž, možnost použití převodovky. Nejlépe vyhovuje konstrukce bubnu typizovaných koček (*obr. 27*). Krouticí moment se přenáší z převodovky na buben zubovou spojkou, která umožňuje malé vychýlení osy bubnu; spojka přenáší na ložiska převodovky i posouvající sílu z bubnu.

Účinnost bubnu na valivých ložiskách bývá 0,98.

Ozubené převody

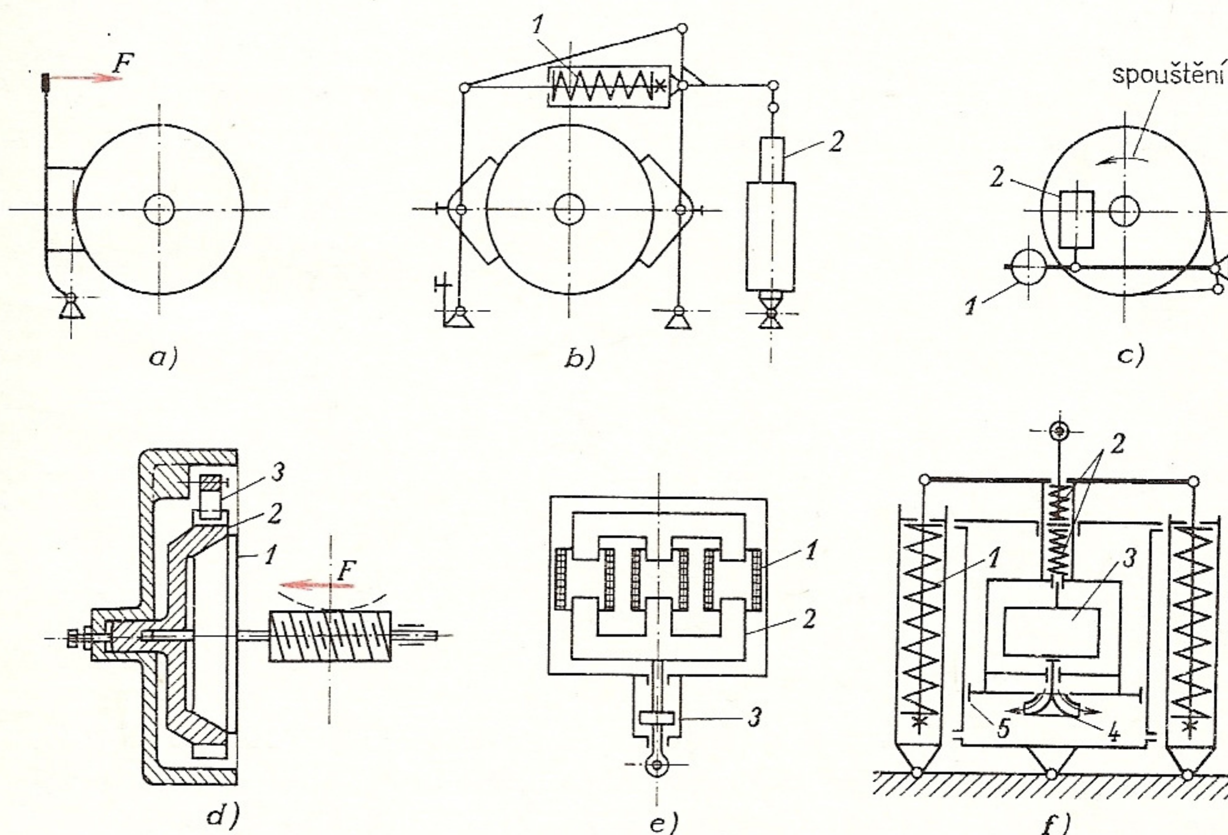
U zdvihacích strojů se nyní téměř výhradně uzavírají do skříně. Proti dříve používaným nezakrytým kolům mají tyto výhody: větší bezpečnost, větší přesnost,

lepší účinnost (0,94 až 0,98), menší hlučnost a dobré mazání. Pro běžné případy jsou převodovky jeřábů a transportérů normalizovány (ON 03 1523 a 03 1551). Hlavní parametry: osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele a převodové číslo.

Brzdy a zdrže (viz SPS I a SPS III)

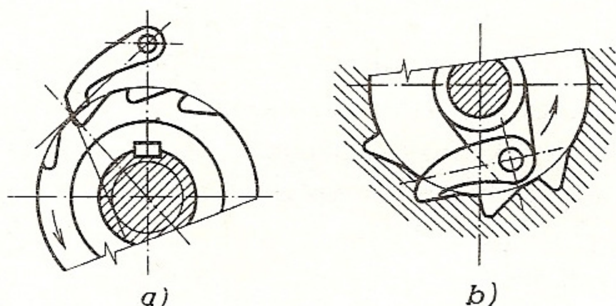
Podle předpisů musí mít zvedací a sklápěcí ústrojí bezpečnou brzdu (*obr. 28*), která automaticky zabrzdí a drží břemeno, jakmile je vypnut proud do motoru. Brzda ve zdvihacím ústrojí musí být schopna vyvinout moment 1,2 až 2krát větší (podle skupiny jeřábů), než je moment způsobený břemenem.

Brzdy stavicí postupně zastavují pohybující se břemeno až do klidu. Mají dvě provozní polohy. V poloze „zabrzděno" brzdí stálým momentem vyvozeným pružinou nebo závažím. Do polohy „odbrzděno" se dostanou působením odbrzďovače – nejčastěji elektromagnetického nebo elektrohydraulického (elhy). Stavicí brzdy bývají též součástí pojížděcího i otáčecího ústrojí.



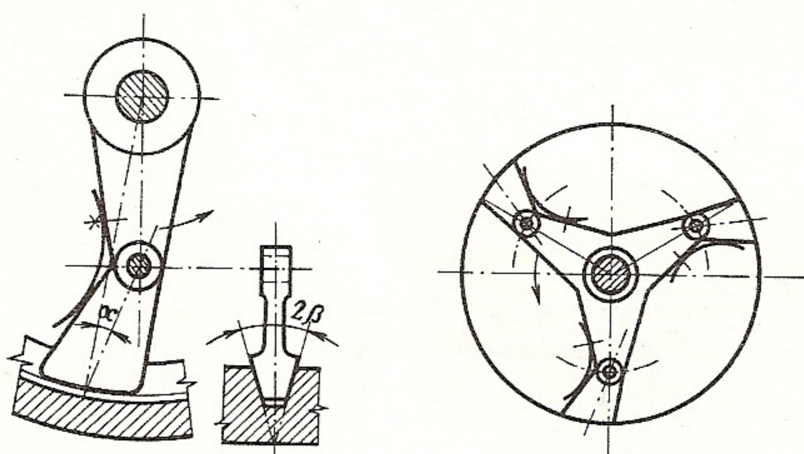
Obr. 28. Jeřábové brzdy
a) jednošpalíková brzda regulační; *b*) dvoučelisťová stavěcí brzda: *1* – pružina, *2* – elektrohydraulický odbrzďovač; *c*) jednoduchá pásová stavěcí brzda pro elektrické kladkostroje: *1* – závaží, *2* – elektromagnet, sp – směr otáčení kotouče při spouštění; *d*) axiální kuželová spouštěcí brzda pro šnekový kladkostroj: *1* – brzdový kotouč, *2* – rohatka s kuželovou dutinou, *3* – západka, *F* – síla vyvozená tíhou břemene; *e*) elektromagnetický odbrzďovač (dostává proud současně s motorem, přitáhne kotvu a odbrzdí): *1* – vinutí, *2* – kotva, *3* – pneumatický tlumič; *f*) elektrohydraulický odbrzďovač (eldro, elhy) pro regulační brzdu: *1* – svěrací pružiny, *2* – tlumicí pružiny, *3* – motor, *4* – odstředivé čerpadlo, *5* – píst

Brzdy spouštěcí jsou stále v poloze „zabrzděno". Při spouštění je nutno překonávat nadbytečný brzdicí moment hnací silou. Brzdicí moment je vyvozen tíhou břemene, takže je úměrný jeho velikosti. Aby se neztěžovalo zvedání, je brzda spojena s brzdným hřídelem prostřednictvím jednosměrné spojky (zdrže). Spouštěcích brzd se používá hlavně u ručních zdvihadel s nesamosvorným převodovým ústrojím.



Obr. 29. Zubová zdrž
a) vnější, *b*) vnitřní

Brzdy regulační snižují rychlost na žádanou hodnotu. Jejich brzdicí moment je proměnlivý; velikost momentu je ovládána obsluhou nebo automaticky (např. odstředivou silou). U elektricky poháněných ústrojí se místo regulačních brzd využívá brzdicích účinků elektromotoru. Zvláštních regulačních brzd se používá jen tam, kde se požaduje citlivé usazování břemene nebo přesné dojíždění.



Obr. 30. Vnitřní třecí zdrž
s klínovou drážkou

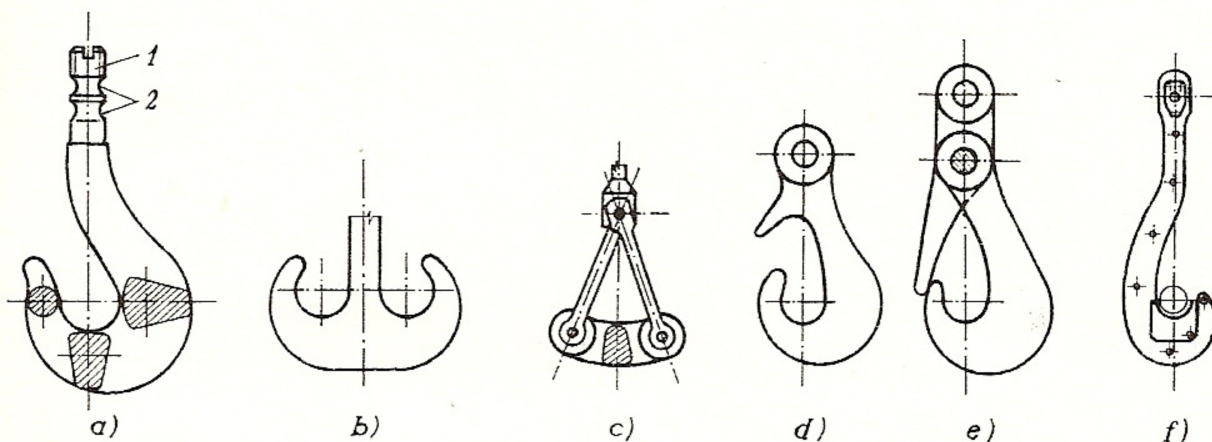
Pro běžná jeřábová ústrojí jsou brzdy normalizovány v ON 27 1630 až 27 1639.

Zdrže u zdvihacích zařízení zamezují nežádoucímu pohybu ústrojí, tedy brání klesání břemene. Zubové zdrže (rohatka se západkou – *obr. 29*) jsou v provozu bezpečnější; třecí zdrže (*obr. 30*) jsou bezhlučné a zachycují spojitě. Pro zvětšení bezpečnosti a u zubových zdrží též pro plynulejší záběr bývá na obvodu rohatky několik západek.

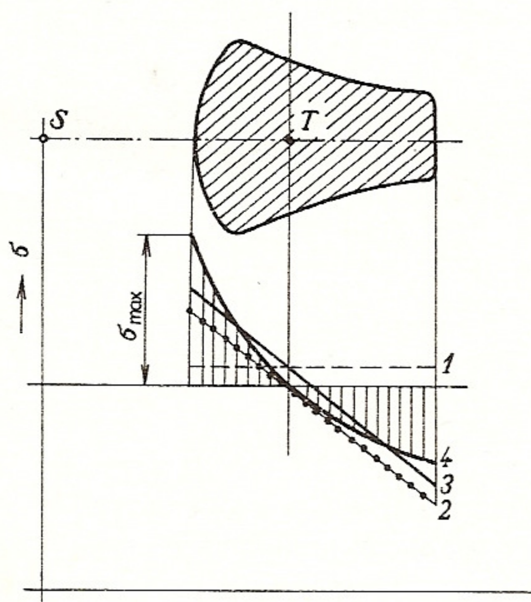
Prostředky pro vázání a uchopení břemene

Základními prostředky pro zavěšování břemen jsou háky (*obr. 31*). Se zvedacím lanem nebo řetězem jsou háky spojeny přímo jen výjimečně, častěji je spojení provedeno kladnicí. Běžné háky jsou normalizovány (ČSN 27 1900 až 27 1909).

Při provozu jsou háky vystaveny značnému rázovému namáhání, musí být proto správně tvarově vyřešeny a vyrobeny z houževnatého materiálu (12 020.1 nebo 11 376.1). Pro výpočet háků platí ČSN 27 0102. Průřez krčku se kontroluje na tah



Obr. 31. Jeřábové háky
a) kovaný jednoduchý hák: *1* – závit, *2* – krček, *b*) dvojitý hák, *c*) uzavřený hák (třmen), *d*) hák s nosem, *e*) hák s karabinou, *f*) lamelový hák pro licí pánev



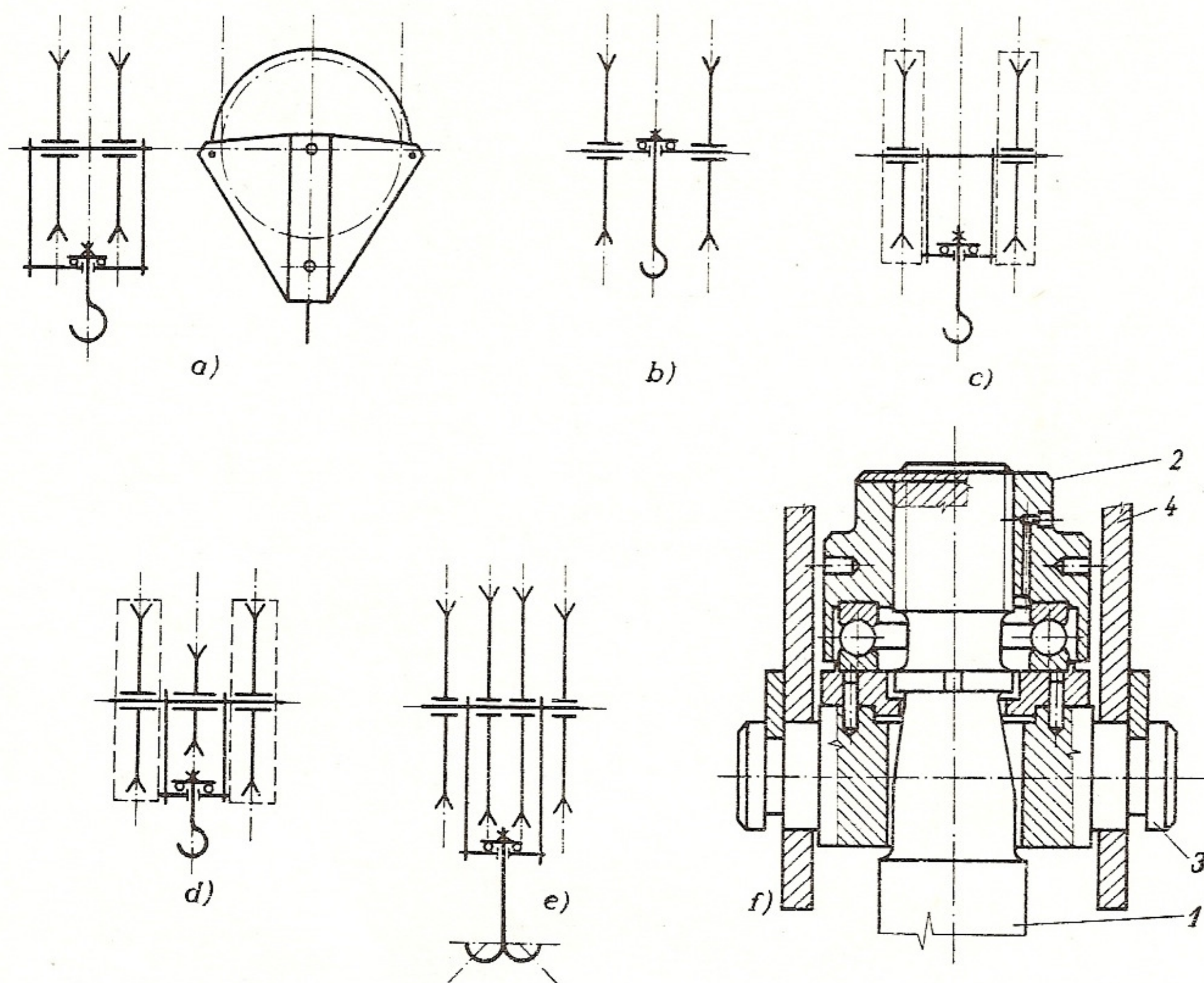
Obr. 32. Rozložení napětí v zakřivené části háku
1 – tahové napětí, *2* – ohybové napětí, *3* – složené napětí pro přímý prut, *4* – napětí při křivé střednici, *T* – těžiště průřezu, *S* – střed křivosti střednice

(σ_{Dt} = 38 až 56 MPa); zakřivená část háku na ohyb a tah – přitom je nutno brát zřetel na značná zakřivení střednice háku. Napětí v nejvíce namáhaném průřezu je rozloženo podle hyperboly (*obr. 32*), na vnitřní straně je asi o 30 % větší než by bylo při přímé střednici. Dovolené napětí (σ_D = 50 až 180 MPa) je závislé na nosnosti a skupině jeřábů. Dále je nutno kontrolovat tlak v závitech připojovací matice (p_D = 20 až 31 MPa).

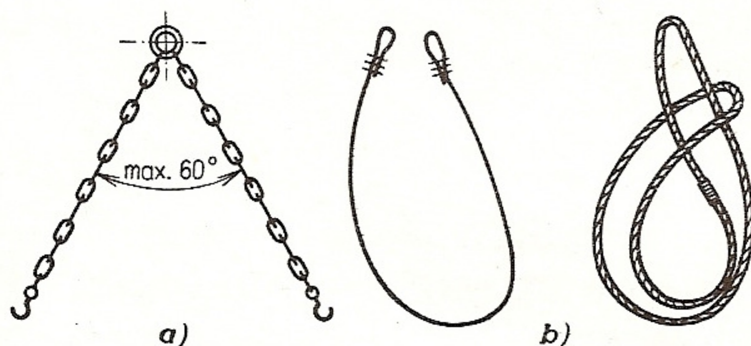
Kladnice (*obr. 33*) spojuje hák s kladkami. Prostřednictvím kladek se tíha břemene rozloží rovnoměrně na více lan. Tíha kladnice napíná dostatečně lano i při prázdném háku a umožňuje spouštět hák bez břemene.

Ostatní prostředky k uchopení břemen je možno rozdělit na ruční, poloautomatické a automatické.

Vazáky (*obr. 34*) jsou lana nebo dlouhočlánkové řetězy upravené pro vázání břemene na hák. *Traverzy* (*obr. 35*) umožňují vázat na hák rozměrnější břemena.

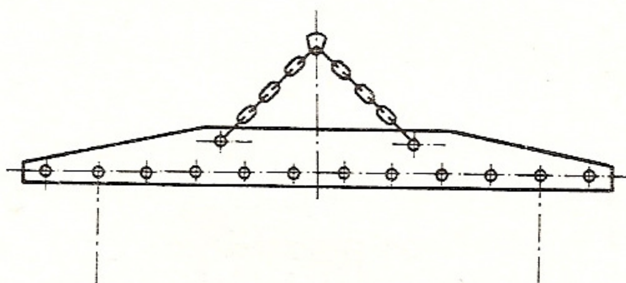


Obr. 33. Kladnice
a) normální dvoukladková, *b*) zkrácená dvoukladková, *c*) typizovaná pro 5 a 12,5 t, *d*) s vyrovnávací kladkou, *e*) typizovaná pro 32 t, *f*) spojení háku s kladnicí: *1* — hák, *2* — matice, *3* — příčník, *4* — táhlo

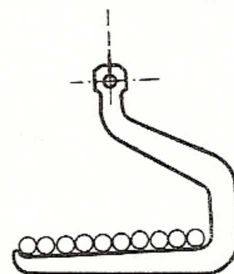


Obr. 34. Vazáky
a) vázací řetěz dvojitý,
b) vázací lana

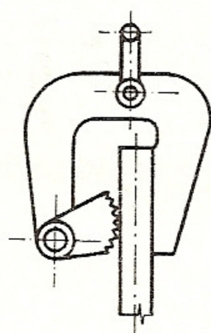
Chapadla (*obr. 36*) mají tvar háku, třmenu, trnu nebo vidlice; slouží k podebírání předmětů bez vázání. Pro delší břemena se spojují s traverzou. *Třecí držáky* (*obr. 37*) se používají k uchopení plechů a desek ve svislé nebo vodorovné poloze. *Kleště*



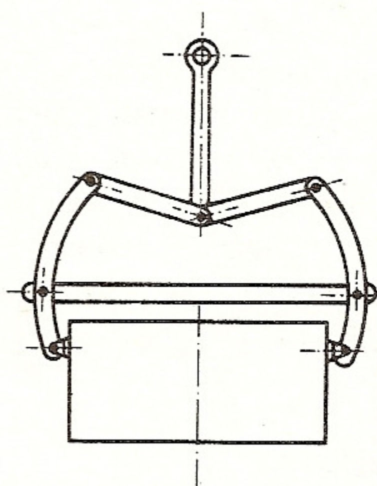
Obr. 35. Traverza



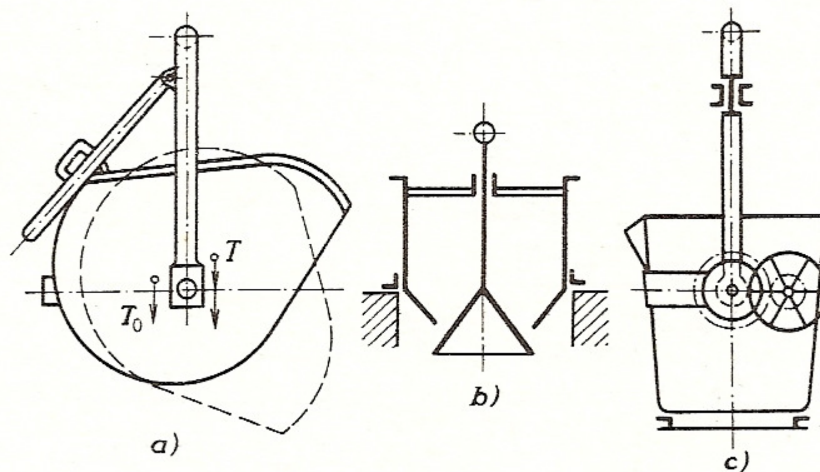
Obr. 36. Chapadlo



Obr. 37. Třecí držák

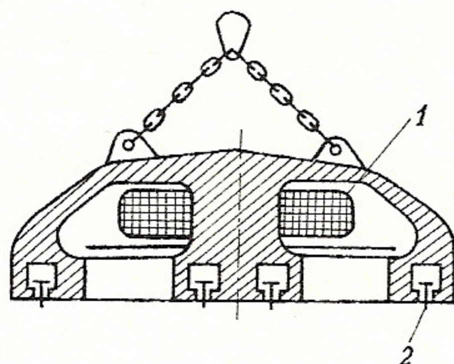


Obr. 38. Břemenové kleště



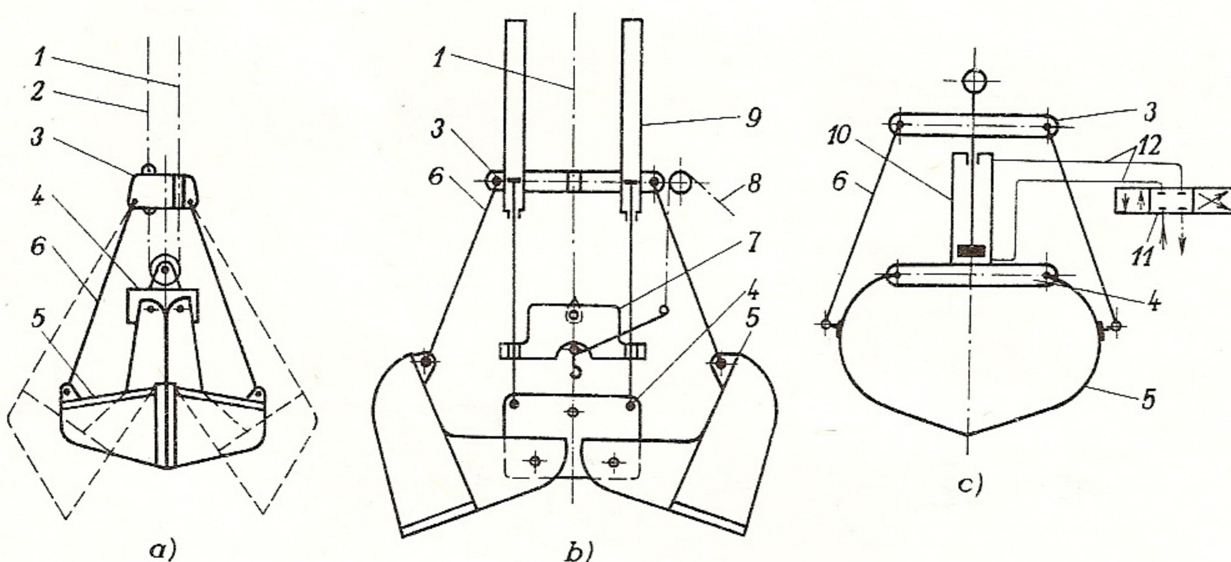
Obr. 39. Nádoby
a) překlápěcí, T_0 – těžiště prázdné nádoby, T – těžiště plné nádoby, *b*) s otvíracím dnem, *c*) licí pánev

(*obr. 38*) svírají břemeno vhodně tvarovanými čelistmi. Používají se pro pytle, bedny, kvádry, sudy apod. *Nádoby* (*obr. 39*) umožňují přemísťovat jeřábem sypké, kašovité a kapalné látky. Plní se např. nasypáváním ze zásobníku, vyprazdňují se překlápěním nebo otevíráním dna.



Obr. 40. Břemenový magnet s pohyblivými póly
1 – vinutí, *2* – pohyblivé póly

Břemenové magnety (*obr. 40*) značně urychlují dopravu železných předmětů (materiál, polotovary, výrobky, odpad) do teploty až 500 °C. Napájejí se stejnosměrným proudem o napětí 100 až 600 V. Při práci s magnety je nutno velmi přísně dodržovat bezpečnostní předpisy (možný pád břemene při přerušení proudu). *Drapáky* (*obr. 41*) se plní i vyprazdňují automaticky pohybem čelistí. Dvoulanový drapák vyžaduje dvoububnové zdvihadlo, lze jej však otvírat i zavírat v kterémkoli místě zvedací dráhy. Pro jednolanový drapák stačí obyčejné zdvihadlo, jeho manipulační schopnost je však více omezena. Nejsnadněji se pracuje s motorickými

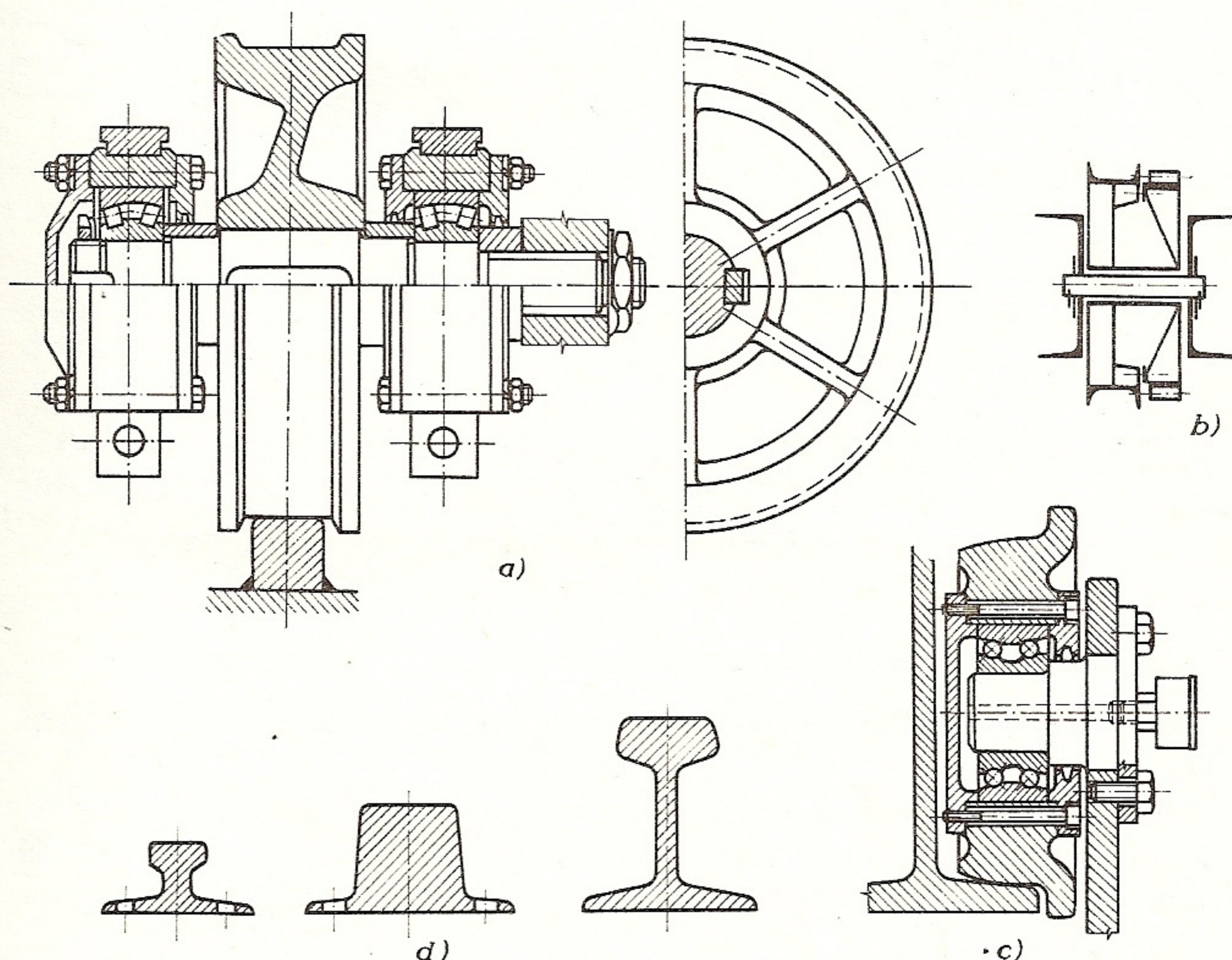


Obr. 41. Drapáky
a) dvoulanový, *b*) jednolanový, *c*) hydraulický:
1 – lano zavírací, *2* – lano přídržné, *3* – horní traverza, *4* – dolní traverza, *5* – čelist, *6* – vzpěra, *7* – záchytná hlava, *8* – pomocné lano, *9* – tlumicí válce, *10* – pracovní válec, *11* – rozváděč, *12* – vysokotlaká hadice

a hydraulickými drapáky; mohou nabírat i v nakloněné poloze a dají se zavěsit na normální hák. Vícečelisťový drapák (polyp) slouží dobře při práci s obtížně nabíratelnými břemeny (železný šrot, balvany apod.).

Pojížděcí kola a kolejnice

Pojížděcí kola (*obr. 42*) mají obvykle dva nákolky, aby se zamezilo sjetí kola z kolejnice. Mezi nákolkem a kolejnicí musí být vůle 5 až 20 mm se zřetelem na možné příčení jeřábu.



Obr. 42. Pojížděcí kola
a) se dvěma nákolky, klínované, *b*) uložené na nehybném čepu, věnec hnacího ozubeného kola je přišroubován, *c*) s jedním nákolkem, *d*) průřezy jeřábových kolejnic

Nosnost kola souvisí s jeho životností. Při větším stykovém tlaku vznikají po určitém počtu styků s kolejnicí na styčné ploše jamky (pitting) a kolo je nutno vyřadit z provozu.

Pro svislé zatížení kola doporučuje ON 27 0106 při dostatečné životnosti vztah:

$$F_k = D_k \,.\, b \,.\, k \,.\, \frac{f_n}{f_L},$$

kde D_k je průměr pojížděcího kola (mm),
b – výpočtová (užitečná) šířka hlavy kolejnice (mm),
k – charakteristika materiálu pojížděcího kola (např. pro materiál 42 2660.1 je k = 7,6 MPa, pro 11 700 k = 8,5),
f_n – součinitel otáček (*tab. 6*),
f_L – součinitel využití pojížděcího kola (*tab. 7*).

Tab. 6. Součinitel otáček pojíždějícího kola f_n

(s^{-1})	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
f_n	1,406	1,116	0,975	0,886	0,822	0,774	0,735	0,703	0,676	0,653

Tab. 7. Součinitel využití pojížděcího kola f_L

Poměrné vytížení jeřábu	Průměrný počet otáček kola za den		
(%)	do 1 000	1 000 až 5 000	nad 5 000
do 30	1,27	1,5	1,82
30 až 60	1,5	1,82	2,15
nad 60	1,82	2,15	2,5

Kontrola součástí jeřábových mechanismů

Podle způsobu zatížení se součásti kontrolují na statickou pevnost a na únavu (viz ON 27 0106).

Při kontrole *na statickou pevnost* se kontrolují napětí při nejnepříznivějším působení sil, a to zvlášť od těch, která se vyskytují za provozu, a zvlášť od největších zatížení mimo provoz. Vypočtená napětí se porovnávají s mezí kluzu; bezpečnost má být aspoň 1,5.

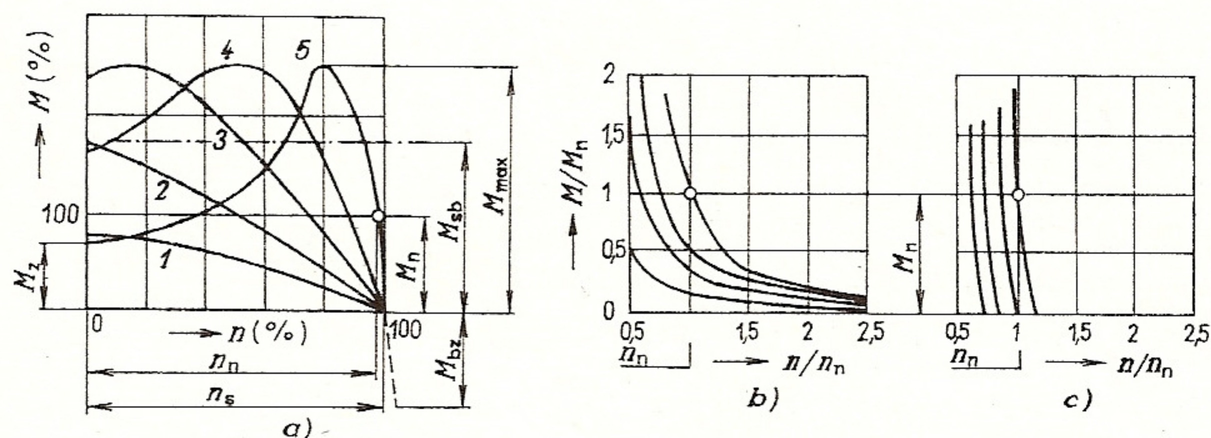
Při kontrole *na únavu* se napětí počítají z průměrných sil a momentů. Vypočtená napětí se porovnávají s mezí únavy pro příslušný cyklus zatěžování. Přitom je nutno brát v úvahu snížení meze únavy vlivem vrubů, jakosti povrchu a velikosti kontrolovaného průřezu. Bezpečnost součástí z uhlíkových ocelí má být 1,5 až 3, ze slitinových ocelí 1,7 až 3,5 – podle druhu mechanismu, pracovních rychlostí, poměrného vytížení a počtu pracovních cyklů za rok.

2.1.3 Pohon zdvihadel a jeřábů

Elektrický pohon je ze všech motorických pohonů nejpoužívanější. *Výhody:* možnost individuálního pohonu každého mechanismu, snadný přívod energie, pohotovost, snadná ovladatelnost, možnost reverzace, možnost elektrického brzdění, hospo-

dárný provoz. *Nevýhody:* závislost na elektrické síti, možnost úrazu elektrickým proudem.

Téměř výhradně se používá trojfázový střídavý proud, i když mají stejnosměrné motory charakteristiku výhodnější (*obr. 43*).



Obr. 43. Momentové charakteristiky elektromotorů
a) třífázový kroužkový, *b*) sériový, *c*) derivační

Při určování potřebného výkonu motoru je nutno přihlédnout k zatěžovateli ε (*tab. 8*); ten charakterizuje režim, při kterém má motor pracovat:

$$\varepsilon = \frac{\sum t_i}{T} \,.\, 100\,\%\,,$$

kde $\sum t_i$ je součet skutečných dob chodu motoru (s) během pracovního cyklu T (T nesmí překročit 600 s).

Elektromotory pro jeřáby mají zesílenou konstrukci, jsou uzavřené, povrchově chlazené, většinou s kroužkovou kotvou (viz ST). Tentýž motor má při menším zatěžovateli větší výkon a nižší otáčky.

Elektrické řízení rychlosti brzděním je hospodárnější a plynulejší u stejnosměrné soustavy; u trojfázové střídavé soustavy jsou např. tyto možnosti:

Brzdění nadsynchronní. Motor běží ve smyslu spouštění, klesající břemeno však pohání jeho hřídel vyššími otáčkami, než jsou synchronní. Motor pracuje jako generátor, vyrobenou energii dodává do sítě. Spouštěcí rychlost je prakticky stálá.

Použití nesamosvorného převodu se *spouštěcí brzdou* nebo samosvorného převodu. Motor běží ve smyslu spouštění a překonává nadbytečný brzdicí moment; rychlost lze měnit jako při zvedání (tj. v podsynchronní oblasti).

Brzdění protiproudem. Motor běží ve smyslu zvedání, do rotorového okruhu je však zapojen tak velký odpor, že moment břemene je větší než moment odporu. Nevýhodou je velký proud a obtížné dodržení žádaného režimu chodu.

Pohon spalovacím motorem není závislý na elektrické síti, a proto se používá hlavně u vozidlových jeřábů a u vozíků. Do 30 kW bývá motor benzínový, pro větší výkony naftový.

Nevýhody: malá přetížitelnost, obtížná reverzace a spouštění, méně výhodná charakteristika, nutnost použití detoxikačního zařízení v uzavřených místnostech. Mezi motorem a dalším ústrojím musí být výsuvná spojka (spojená obvykle s pružnou spojkou).

S výhodou se tento pohon spojuje s elektrickým (tzv. dieselelektrický) nebo s hydraulickým (dieselhydraulický).

Hydraulický pohon je vlastně jen převod; čerpadlo (hydrogenerátor) je poháněno elektrickým nebo spalovacím motorem a dodává tlakovou kapalinu do hydromotoru. Vyznačuje se snadnou ovladatelností, plynulou regulací rychlostí v mezích až 200 : 1, hydraulickou aretací (není třeba brzdy nebo zdrže), malými rozměry hnacích jednotek. Má však nižší účinnost, je choulostivý na nečistoty a na změnu teploty, vyžaduje velmi přesnou výrobu (zejména pro vysoké tlaky – až 50 MPa). Hydraulický pohon má stále větší význam a použití.

Tab. 8. Zatěžovatel jeřábového motoru

<table>
<tr><th rowspan="2">Druh jeřábu</th><th colspan="4">Zatěžovatel ε (%)</th></tr>
<tr><th>pojezd kočky</th><th>pojezd jeřábu</th><th>otáčení</th><th>zdvih</th></tr>
<tr><td>Mostové a portálové jeřáby s hákem</td><td>25</td><td>25; 40</td><td rowspan="4">–</td><td>25; 40</td></tr>
<tr><td>Drapákové a magnetové jeřáby</td><td>25; 40</td><td>40</td><td>40; 60</td></tr>
<tr><td>Překládací mosty s drapákem</td><td>60</td><td rowspan="2">40</td><td>60</td></tr>
<tr><td>Překládací mosty šrotištní, licí, ke stahování kokil</td><td rowspan="2">25</td><td>40</td></tr>
<tr><td>Překládací mosty sázecí</td><td rowspan="2">25</td><td>25</td><td>25</td></tr>
<tr><td>Rudištní jeřáby</td><td>40</td><td rowspan="5">–</td><td>40</td></tr>
<tr><td>Chapadlové jeřáby</td><td>25</td><td>40</td><td>25</td></tr>
<tr><td>Jeřáby k obsluze hlubinných pecí</td><td rowspan="2">40</td><td rowspan="2">60</td><td rowspan="2">60</td></tr>
<tr><td>Mostové pracnové jeřáby s otočnou traverzou</td></tr>
<tr><td>Lanové jeřáby</td><td>25</td><td></td><td rowspan="2">40</td></tr>
<tr><td>Otočné jeřáby na kusová břemena</td><td rowspan="2">–</td><td rowspan="2">40</td><td>40</td></tr>
<tr><td>Otočné drapákové jeřáby</td><td>60</td><td>60</td></tr>
</table>

Hodnoty zatěžovatele pro pojezd jeřábu platí pro výpočet pojezdového motoru jeřábů v halách. Při zatížení jeřábu větrem je $\varepsilon = 25\,\%$.

Pneumatický pohon lze použít tam, kde je zaveden stlačený vzduch (0,6 až 0,8 MPa). Je pružný, ve výbušném prostředí je bezpečnější než pohon elektrický a vyfukovaný vzduch přispívá k větrání.

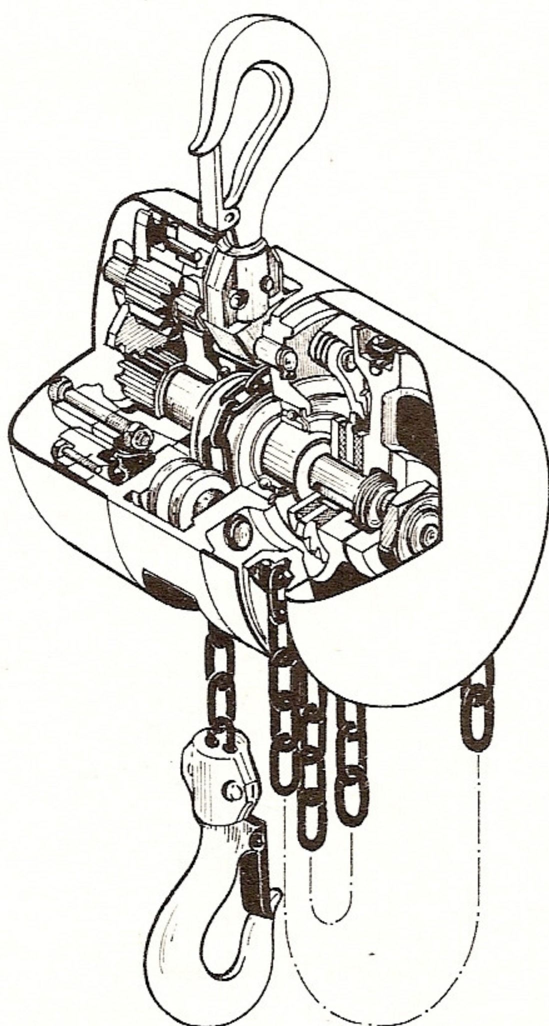
Ruční pohon bývá
u jednoduchých a jen občas používaných zařízení,
u zařízení, kde je nutná velmi přesná manipulace,
záložní (náhradní) pohon.

Hnací síla se přenáší do mechanismu ruční klikou, ručním řetězem s řetězkou nebo pákou, někdy spojenou s řehtačkou. Při ručním pohonu je možno počítat se silou 100 N a s výkonem 100 W, při krátkodobém působení (do 5 min) bývají tyto hodnoty dvojnásobné.

2.1.4 Zvedací a sklápěcí ústrojí

Principy zvedacích ústrojí je možno vysvětlit na mechanismech jednoduchých zdvihadel.

Jednoduchá zdvihadla (zvedáky, kladkostroje, navíjedla) patří k malým mechanizačním prostředkům. Značně usnadňují namáhavé práce, jsou jednoduchá, levná a snadno přemístitelná. Malých rozměrů a co nejmenší hmotnosti se dosáhne ja-



Obr. 44. Planetový kladkostroj

Tab. 9. Přehled zvedáků

Druh	Schéma	Popis	Výpočet	Poznámka
Šroubový		*1* – šroubové vřeteno *2* – matice *3* – otočná opěrka *4* – stojan *5* – hnací páka r – poloměr páky s – stoupání závitu F – hnací síla na páce G_Q – tíha břemene	$i = \frac{2\pi \,.\, r}{s} = \frac{1}{\mathrm{tg}\,\gamma}$ $\eta = \frac{\mathrm{tg}\,\gamma}{\mathrm{tg}\,(\gamma + \varphi)} \,.\, \eta_o$ $F = \frac{G_Q}{i \,.\, \eta}$ i – převodové číslo γ – úhel stoupání závitu φ – úhel třecí η – účinnost zvedáku η_o – účinnost opěrky	Jednoduchý, lehký, bezpečný, samosvorný. Malá účinnost (0,3 až 0,4). Spojuje se s dalšími převody (např. šnekovým). Typizován pro nosnosti 2 až 35 t a zdvihy 100 až 300 mm.
Hřebenový		*1* – ozubený hřeben *2* – pastorek *3* – ozubený převod *4* – zdrž *5* – klika	$i = \frac{2\pi \,.\, r}{z_p \,.\, t} \,.\, i_z$ $F = \frac{G_Q}{i \,.\, \eta}$ i_z – převodové číslo ozubeného převodu t – rozteč zubů pastorku r – poloměr kliky z_p – počet zubů pastorku	Ozubený převod bývá dvojnásobný až trojnásobný. Pro samodržnost jsou opatřeny zdrží. Typizován pro nosnosti 2,5 až 30 t a zdvihy 345 až 530 mm. η = 0,6 až 0,8.

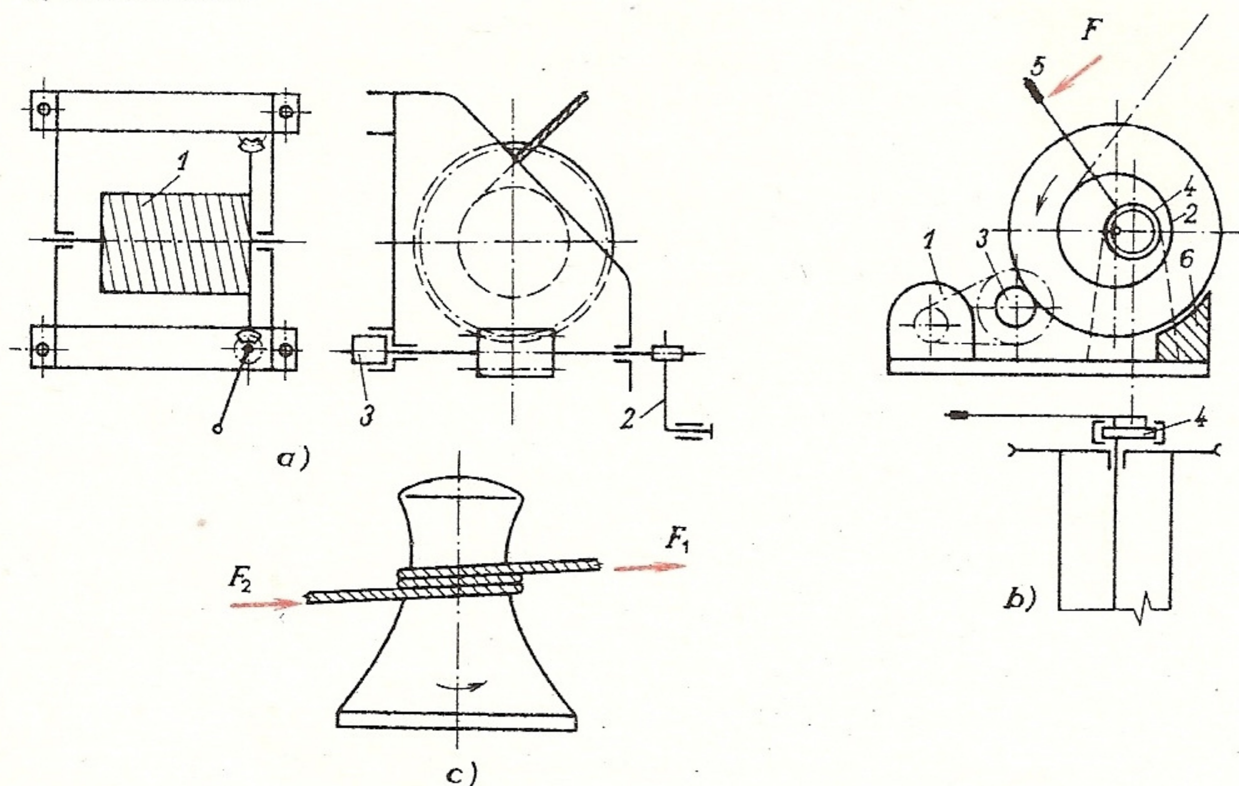
Pneumatický		*1* – zvedací píst *2* – píst čerpadla *3* – výtlačný ventil *4* – sací ventil *5* – přepouštěcí ventil *6* – páka *7* – nádrž na kapalinu	$i = \frac{D^2}{d^2} \cdot \frac{a}{b}$ $F = \frac{G_Q}{i \cdot \eta}$ $p = \frac{G_Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}$ p – tlak ve válci	Velké převodové číslo, dobrá účinnost (0,7 až 0,9), samočinné držení břemene výtlačným ventilem. Spouštění otevřením přepouštěcího ventilu. Typizován pro nosnosti 3 až 200 t a zdvihy 145 až 280 mm (větší při použití teleskopického pístu).
Hydraulický		*1* – zvedací píst *2* – rozváděč vzduchu *3* – ovládací páka *4* – tlumicí pružiny *5* – přívod tlakového vzduchu *6* – odvod vzduchu *I* – zvedání *II* – držení *III* – spouštění	$G_Q = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta$ $p = 0{,}5$ až $0{,}7$ MPa	Používají se tam, kde je k dispozici stlačený vzduch. Zavěšují se jako kladkostroje, nosnost 125 až 1 500 kg (podle tlaku vzduchu) a zdvihy 0,5 až 1,8 m. $\eta = 0{,}8$ až $0{,}9$.

Tab. 10. Přehled kladkostrojů

Druh	Schéma	Popis	Výpočet	Poznámka
Násobný (obecný)	3, 4, F, 1, 2, G_Q	*1* – nehybná část *2* – hybná část *3* – kladka *4* – lano	$i = n$ $\eta_{kl} = \dfrac{\eta_1^n - 1}{n \cdot \eta_1^n \cdot (\eta_1^n - 1)}$ $F = \dfrac{G_Q}{i \cdot \eta_{kl}}$ i – převodové číslo n – počet všech kladek η_1 – účinnost jedné kladky η_{kl} – účinnost kladkostroje F – hnací síla G_Q – tíha břemene	Používá se samostatně s konopným lanem a ve spojení s navíjedlem nebo zvedákem. Typizován pro tyto nosnosti: konopné lano 0,1 až 3 t, ocelové lano 1 až 8 t.
Diferenciální	z, z, 1, F, 3, 2, G_Q	*1* – nehybná část (dvě ozubené kladky s počty zubů z_1 a z_2) *2* – hybná část *3* – nosný bezkoncový řetěz	$i = 2 \cdot \dfrac{z_1}{z_1 - z_2}$ $\eta_{kl} = \dfrac{(1 + \eta_1) \cdot (z_1 - z_2)}{2(\eta_1^2 \cdot z_1 - z_2)}$ $F = \dfrac{G_Q}{i \cdot \eta_{kl}}$	Lehký, velký převod, samosvorný pro $z_2/z_1 > \eta_1^2$. Malá účinnost, velké opotřebení nosného řetězu. Nosnost 0,1 až 1 t.

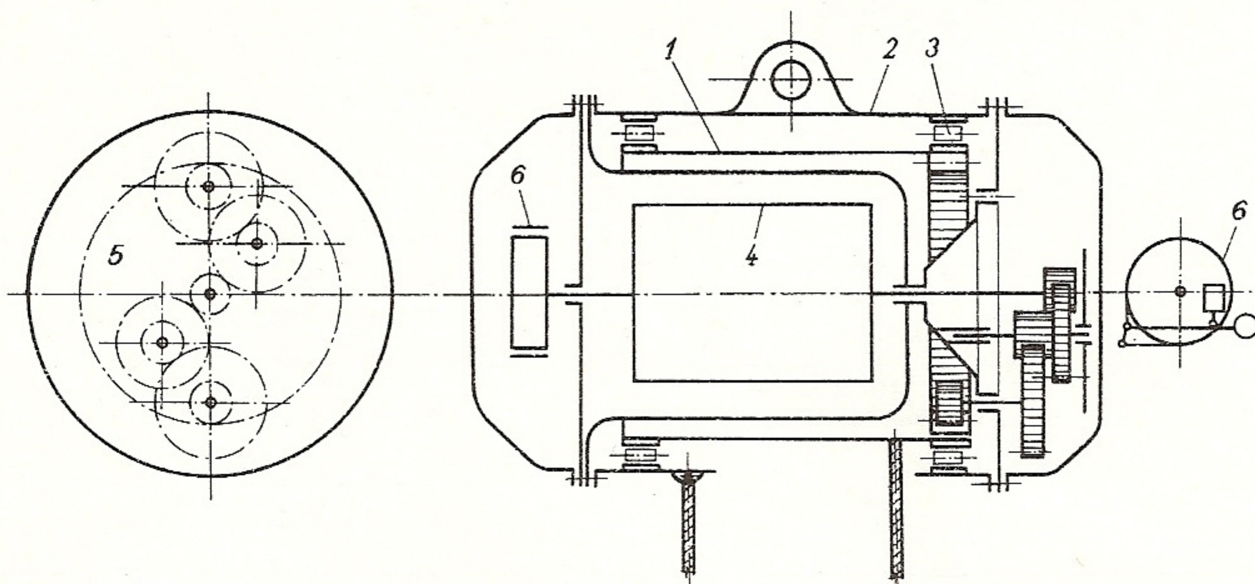
Šroubový		1 — ořech 2 — šroubový převod 3 — spouštěcí brzda 4 — řetězové kolo 5 — nosný řetěz 6 — ruční řetěz 7 — kladnice 8 — ozubený převod 9 — spouštěcí brzda s pomocným šroubem	$i = 2 \cdot \frac{z_2 \cdot D_ř}{z_1 \cdot D}$ $\eta_{kl} = \frac{1 + \eta_1}{2} \cdot \eta_1^2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \varphi)}$ $F = \frac{G_Q}{i \cdot \eta_{kl}}$ z_1 — počet chodů šneku z_2 — počet zubů kola γ — úhel stoupání šneku φ — třecí úhel	Nejpoužívanější ze všech ručních kladkostrojů. Při nesamosvorném šneku má spouštěcí brzdu. Typizován pro nosnosti 0,5 až 25 t. $\eta = 0{,}55$ až 0,7.
S čelními koly			$i = 2 \cdot \frac{D_ř}{D} \cdot i_z$ $\eta_{kl} = \frac{1 + \eta_1}{2} \cdot \eta_1^2 \cdot \eta_z^2$ $F = \frac{G_Q}{i \cdot \eta_{kl}}$ i_z — převodové číslo ozubených kol η_z — účinnost ozubeného převodu	Pro držení břemene slouží spouštěcí brzda s pomocným šroubem. Typizován pro nosnosti 0,25 až 10 t. Jsou i s motorickým pohonem. $\eta = 0{,}75$ až 0,85.

kostním materiálem a jednoduchou konstrukcí (mnohdy i za cenu horší účinnosti). Od ručního pohonu se přechází k pohonu elektrickému, pneumatickému nebo hydraulickému.



Obr. 45. Navíjedla

a) ruční nástěnné šnekové navíjedlo: *1* – navíjecí buben, *2* – ruční klika s měnitelnou délkou ramena, *3* – axiální spouštěcí brzda; *b*) motorický třecí vrátek: *1* – motor, *2* – buben, *3* – třecí převod, *4* – výstředníky, *5* – páka pro přitlačení velkého třecího kotouče na malý nebo na brzdový špalík *6*; *c*) posunový vrátek pro posun železničních vagónů. Buben je třecí, vydutý se svislým hřídelem, pohon je ve vodotěsné skříni pod úrovní. Na bubnu jsou dva až tři závity lana, na jeden konec lana se působí malou silou F_1, druhý přitahuje vagón silou F_2



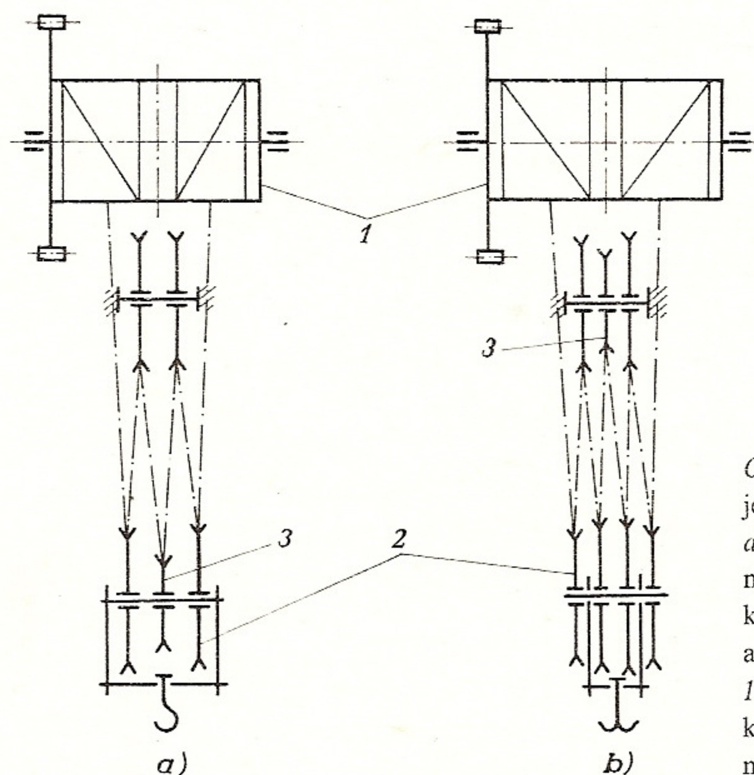
Obr. 46. Elektrický kladkostroj

1 – buben, *2* – rám, *3* – válečky, *4* – motor, *5* – převodovka, *6* – stavěcí pásová brzda

Zvedáky (*tab. 9*) se vyznačují tuhým zvedacím členem, který je součástí hlavního převodového ústrojí. Zdvih je obvykle malý (řádově desetiny metru). Zpětnému pohybu zdviženého břemene brání buď samosvorné převodové ústrojí (účinnost pod 0,5), zdrž, nebo hydraulické blokování (ventily).

Kladkostroje (*tab. 10* a *obr. 44*) mají ohebný zvedací člen. Nepohyblivá část (kladkostroj) se zavěšuje na konstrukci, na nosník, podvěsnou kočku nebo na výložník jeřábu. Pohyblivou část zavěšenou na lanu nebo řetězu tvoří kladnice s hákem nebo samotný hák. Původní kladkostroje mají převody výhradně kladkové, u ostatních je použito ještě převodů jiného druhu.

Navíjedla (navijáky, vrátky – *obr. 9* a *45*). Jejich charakteristickou částí je buben pro navíjení lana nebo řetězu. Buben je poháněn přes vhodný převod (ozubený, šnekový, řetězový, třecí) buď motorem, nebo ručně klikou. Navíjecí ústrojí je opatřeno brzdou nebo zdrží. Navíjedla se používají k zvedání břemen a k tažení vozíků. Často se doplňují násobným kladkostrojem. Při práci musí být navíjedlo bezpečně upevněno (např. k podlaze). K navíjedlům patří též velmi používaný *elektrický kladkostroj* (*obr. 46*), u kterého bývá kromě normálního zdvihu ještě mikrozdvih s rychlostí 10 až 20 % rychlosti normálního zdvihu.



Obr. 47. Lanová zvedací ústrojí jeřábových koček větších nosností *a*) trojnásobný kladkový převod – nosnost 8 a 20 t, *b*) čtyřnásobný kladkový převod – nosnost 32 a 80 t:
1 – lanový buben, *2* – hybná kladnice, *3* – vyrovnávací kladka nebo vahadlo

Lanová zvedací ústrojí jeřábů a koček (*obr. 3* a *47*) jsou v podstatě navíjedla spojená s násobným kladkostrojem. Jeřábové kočky mají často dvě samostatná zvedací ústrojí (např. 20 t a 5 t), protože při zvedání malých břemen by nebyl velký motor dostatečně vytížen a odebíral by poměrně velký jalový proud. Ústrojí o menší nosnosti má obvykle větší zvedací rychlost.

Příklad. Proveďte základní výpočet zvedacího ústrojí jeřábové kočky o nosnosti $m_Q = 5$ t, při výšce zdvihu $h_z = 8$ m, zvedací rychlosti $v_z = 0{,}25\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$; počet pracovních cyklů za hodinu = 20.

Je voleno schéma ústrojí podle *obr. 3*, tj. počet nosných průřezů lan $i = 4$, převodové číslo kladkostroje

$$i_{kl} = 2 \qquad \text{(symetrický závěs)}\,.$$

Účinnost kladkostroje (při účinnosti kladky $\eta_1 = 0{,}98$)

$$\eta_{kl} = 0{,}5\,.\,(1 + \eta_1) = 0{,}5\,.\,(1 + 98) = 0{,}99\,.$$

Hmotnost kladnice a lana odhadnuta na $m_{kl} = 100$ kg.
Zvedaná hmotnost

$$m = m_Q + m_{kl} = 5\,000\ \text{kg} + 100\ \text{kg} = 5\,100\ \text{kg}\,.$$

Maximální síla v laně

$$F_1 = \frac{m\,.\,g}{N\,.\,\eta_{kl}} = \frac{5\,100\ \text{kg}\,.\,9{,}81\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-2}}{4\,.\,0{,}99} = 12\,630\ \text{N}\,.$$

Pro tuto sílu vyhovuje lano 11,2 ČSN 02 4342.41.
Průměr bubnu

$$D_b = \alpha\,.\,d = 20\,.\,11{,}2\ \text{mm} = 224\ \text{mm}\,.$$

Podle ST je průměr bubnu zaokrouhlen na 250 mm a určeno stoupání šroubovité drážky $t = 12{,}5$ mm a její zaoblení $r = 6$ mm.
Celkový počet závitů

$$z = \frac{N\,.\,h_z}{\pi\,.\,D_b} + z_0 = \frac{4\,.\,8\ \text{m}}{\pi\,.\,0{,}25\ \text{m}} + 2\,.\,(2\ \text{až}\ 3) = 46\,.$$

Část délky bubnu bez závitů se volí $l_0 = 125$ mm.
Celková délka bubnu

$$l_b = z\,.\,t + l_0 = 46\,.\,12{,}5\ \text{mm} + 125\ \text{mm} = 700\ \text{mm}\,.$$

Otáčky bubnu

$$n_b = \frac{i_{kl}\,.\,v_z}{\pi\,.\,D_b} = \frac{2\,.\,0{,}25\ \text{m}\,.\,\text{s}}{\pi\,.\,0{,}25} = 0{,}637\ \text{s}^{-1}\,.$$

Celková účinnost ústrojí (pro buben zvolena účinnost $\eta_b = 0{,}98$, pro převodovku $\eta_{př} = 0{,}94$)

$$\eta = \eta_{kl}\,.\,\eta_b\,.\,\eta_{př} = 0{,}99\,.\,0{,}98\,.\,0{,}94 = 0{,}912\,.$$

Výkon motoru

$$P_m = \frac{m \cdot g \cdot v_z}{\eta} = \frac{5\,100\,\text{kg} \cdot 9{,}81\,\text{m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0{,}25\,\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}{0{,}912} = 13\,715\,\text{W}\,.$$

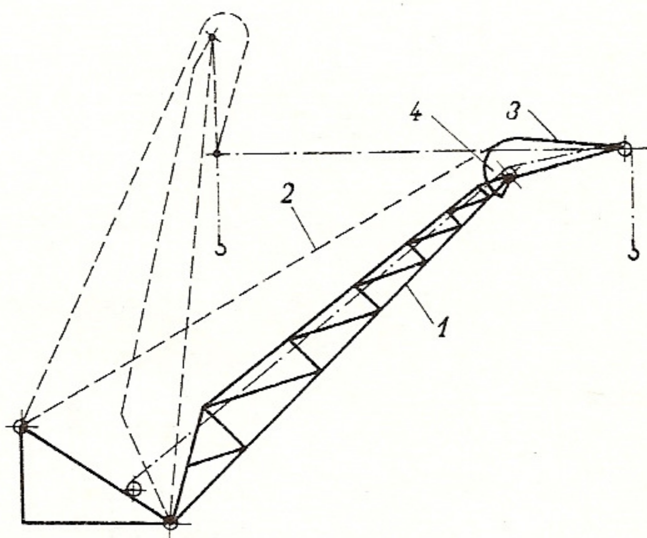
Z tabulek jeřábových motorů (viz např. [27]) je volen motor o výkonu $P_m = 15\,\text{kW}$ při zatěžovateli $\varepsilon = 40\,\%$, šestipólový, $n_m = 955\,\text{min}^{-1}$ $(15{,}92\,\text{s}^{-1})$.

Převodové číslo převodovky

$$i_{př} = \frac{n_m}{n_b} = \frac{15{,}92\,\text{s}^{-1}}{0{,}637\,\text{s}^{-1}} \doteq 25\,.$$

Sklápěcí ústrojí. Některé otočné jeřáby mají stavitelný nebo klopný sklápěcí výložník.

U *stavitelných výložníků* (*obr. 10* a *11*) je možno měnit vyložení nebo pracovní výšku jeřábu. Přestavuje se bez zavěšeného břemene.



Obr. 48. Klopný výložník s ohebným táhlem
1 – vzpěra, *2* – držící lano, *3* – vahač, *4* – segment (dráha vahače je vodorovná)

Klopné výložníky (*obr. 7* a *48*) mají přístavní portálové jeřáby. Břemena lze jimi přemísťovat rychle a s malým vynaložením práce. Dráha konce výložníku je vodorovná. Kyvný pohyb je vyvozen šroubovým, segmentovým, hřebenovým, klikovým nebo hydraulickým mechanismem.

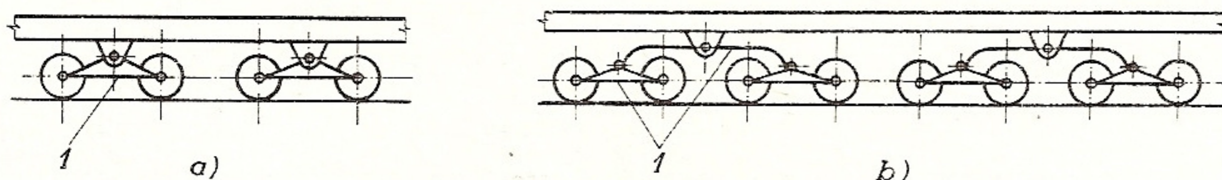
2.1.5 Pojížděcí a otáčecí ústrojí

Pojížděcím ústrojím jsou vybaveny podvěsné i jeřábové kočky a všechny druhy pojezdných jeřábů; otáčecí ústrojí slouží k vodorovnému přemísťování břemen a otočných jeřábů.

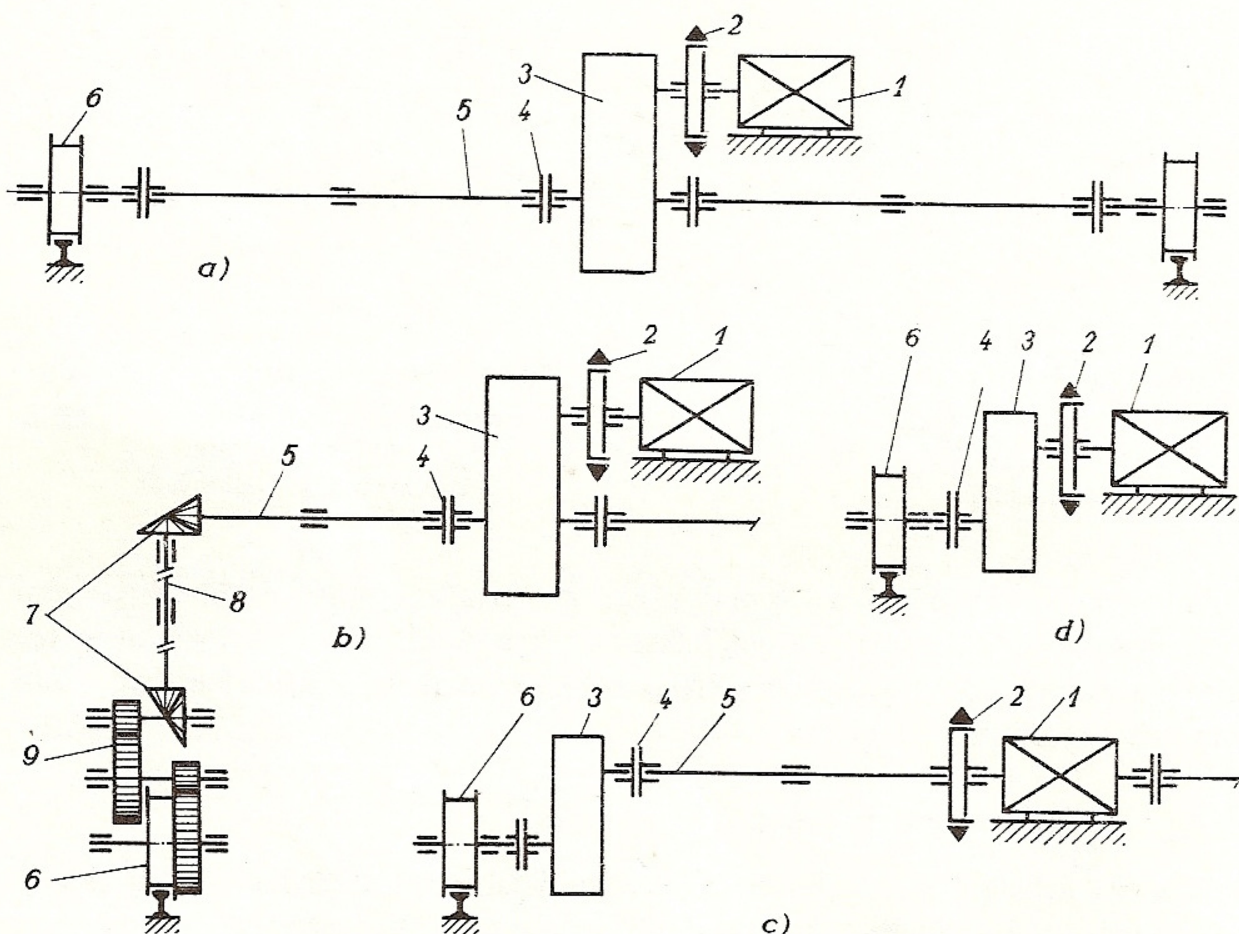
Nosný člen pojížděcího ústrojí je soustava pojížděcích kol (*obr. 42*). Pokud jsou z důvodu únosnosti na každé straně víc než dvě kola, jsou spojena s konstrukcí vahadly (*obr. 49*) pro spolehlivé dosednutí i na nerovnou kolejnici.

Obvykle bývá poháněna jen polovina pojížděcích kol, ale tak, aby příčení jeřábu bylo co nejvíce omezeno. Příčení je způsobeno nestejnou obvodovou rychlostí pra-

vých a levých kol, nedostatečným rozvorem (má být alespoň jedna šestina rozpětí) a malou tuhostí konstrukce nebo základu. Stejnou obvodovou rychlost kol na obou stranách zaručuje centrální pohon (*obr. 50a, b, c*). V praxi se osvědčuje i dělený pohon (*obr. 50d*), jestliže oba poháněcí motory mají strmou charakteristiku a konstrukce jeřábu je dostatečně tuhá.

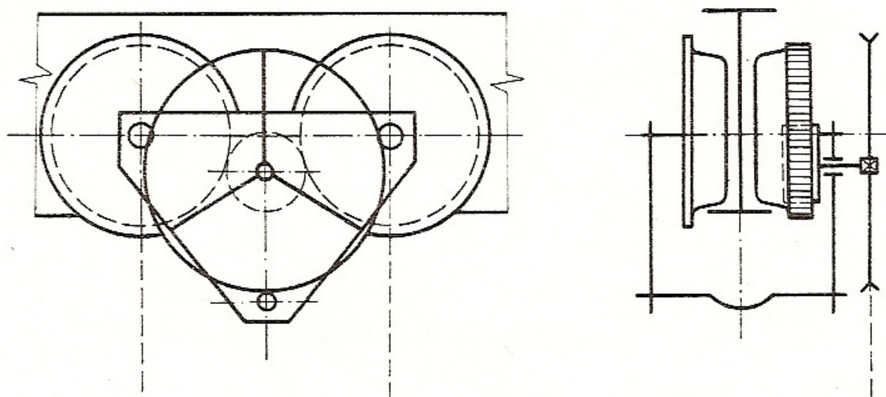


Obr. 49. Vícekolové podvozky s vahadly
a) osmikolový s jedním systémem vahadel, *b*) šestnáctikolový se dvěma systémy vahadel:
1 – vahadla

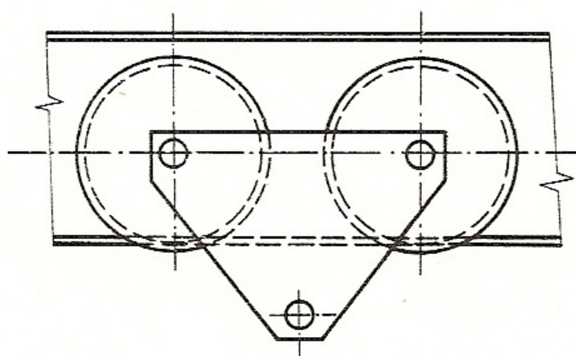


Obr. 50. Pohon pojížděcích kol jeřábu
a) s pomaloběžným průběžným hřídelem, *b*) s průběžným hřídelem o středních otáčkách pro portálový jeřáb, *c*) s průběžným rychloběžným hřídelem, *d*) rozdělený pohon: *1* – elektromotor, *2* – poddajná spojka s brzdou a odbrzďovačem, *3* – převodovka, *4* – poddajná spojka, *5* – průběžný hřídel, *6* – pojíždějící kola, *7* – kuželový převod, *8* – svislý hřídel, *9* – převod čelními koly

Tažené kočky (*obr. 9*) mají malou hmotnost, protože nenesou poháněcí ústrojí. Podvěsné kočky slouží k zavěšení kladkostroje; jejich pohon je ruční (*obr. 51*), motorický (*obr. 4*) nebo jsou bez pohonu (*obr. 52*).



Obr. 51. Podvěsná kočka s ručním pohonem



Obr. 52. Podvěsná kočka bez pohonu

Výpočet výkonu motoru

Výkon motoru P_p při jízdě na vodorovné pojezdné dráze a ustálené pojížděcí rychlosti:

$$P_p = \frac{\delta \,.\, (F_t + F_w) \,.\, v_p}{\eta_c} \quad (\mathrm{W}),$$

kde F_t je tažná síla překonávající pasívní odpory (N),
F_w – síla větru proti směru jízdy (N),
δ – součinitel pasívních odporů a síly větru (uvažuje se 0,8 jen při působení obou odporů a za předpokladu $F_w > 0{,}25F_t$),
v_p – pojížděcí rychlost ($\mathrm{m} \,.\, \mathrm{s}^{-1}$),
η_c – celková mechanická účinnost.

Tažná síla překonávající pasívní odpory

$$F_t = (m_Q + m_p) \,.\, g \,.\, \left(\frac{e + f_{\check{c}} \,.\, r}{R_k} + \frac{L}{800l'} \,.\, \chi \right),$$

kde m_p je hmotnost kočky při výpočtu tažné síly u pojezdu kočky a hmotnost kočky a jeřábu při výpočtu tažné síly u pojezdu jeřábu (kg),
m_Q – hmotnost břemena,
R_k – poloměr pojížděcích kol (mm),
e – rameno valivého odporu (mm) (*tab. 11*),
$f_č$ – součinitel čepového tření (pro kluzná ložiska $f_č = 0{,}1$, pro valivá ložiska $f_č = 0{,}015$),
r – poloměr čepu (mm),
L – rozpětí jeřábu (rozchod kočky) (m),
l' – rozvor jeřábu (kočky) (m),
χ – součinitel vyjadřující způsob vedení jeřábu (kočky), pro vedení nákolky $\chi = 1{,}0$, pro vedení bočními vodicími kladkami $\chi = 0{,}8$.

Tab. 11. Hodnoty ramen valivého odporu e (mm)

Typ kolejnice	Průměr pojížděcího kola D_k (mm)								
	200	320	400	560	630	700	800	900	1 000
S plochou hlavou	0,3		0,5		0,6		0,65		0,7
S vypuklou hlavou	0,4		0,6		0,8		1,0		1,2

Síla větru proti směru jízdy

$$F_w = p_w \,.\, C_w \,.\, S_n\,,$$

kde dynamický tlak větru $p_w = 150$ Pa (pro vnitrozemí), tvarový součinitel $C_w = 0{,}7$ až $1{,}6$, S_n – náporová plocha (m²).

Příklad. Proveďte základní výpočet pojížděcího ústrojí jeřábové kočky pro tyto parametry: nosnost $m_Q = 5$ t, hmotnost kočky $m_k = 1{,}7$ t, pojížděcí rychlost $v_p = 50\ \mathrm{m\,.\,min^{-1}}$ ($0{,}833\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}$), rozchod $L = 1\,450$ mm, rozvor $l' = 1\,050$ mm, průměr pojížděcích kol $D_k = 250$ mm, průměr čepů $d = 45$ mm, šířka kolejnice 40 mm (účinná šířka $b = 34$ mm).

Volí se schéma ústrojí podle *obr. 4* – pohon na dvě kola, rovnoměrné zatížení kol.

a) Tažná síla překonávající pasívní odpory
Voleno (z *tab. 11*): $e = 0{,}3$ mm, pro valivé ložisko $f_č = 0{,}015$, $\chi = 1$.

$$F_t = (m_Q + m_k) \,.\, g \,.\left(\frac{e + f_č \,.\, r}{R_k} + \frac{L}{800 l'} \,.\, \chi\right) = (5\,000\ \mathrm{kg} + 1\,700\ \mathrm{kg})\,.$$

$$.\,9{,}81\ \mathrm{m\,.\,s^{-2}}\,.\left(\frac{0{,}3\ \mathrm{mm} + 0{,}015\,.\,22{,}5\ \mathrm{mm}}{125\ \mathrm{mm}} + \frac{1{,}450\ \mathrm{m}}{800\,.\,1{,}050\ \mathrm{m}} \,.\, 1\right) = 448{,}6\ \mathrm{N}\,.$$

b) Výkon motoru

Voleno: $\eta_c = 0{,}94$. Jeřáb pracuje uvnitř budovy, síla větru $F_w = 0$.

$$P_p = \frac{(F_t + F_w) \, . \, \delta \, . \, v_p}{\eta_c} = \frac{(448{,}6\,\text{N} + 0\,\text{N}) \, . \, 1 \, . \, 0{,}833\,\text{m} \, . \, \text{s}^{-1}}{0{,}94} = 397{,}5\,\text{W} \, .$$

Vzhledem k rozběhu je volen z tabulek jeřábových motorů motor o výkonu $P = 2{,}2\,\text{kW}$ při zatěžovateli $\varepsilon = 40\,\%$, $n = 890\,\text{min}^{-1}$ $(14{,}83\,\text{s}^{-1})$.

c) Otáčky pojezdových kol

$$n_k = \frac{v_k}{\pi \, . \, D_k} = \frac{0{,}833\,\text{m} \, . \, \text{s}^{-1}}{\pi \, . \, 0{,}25\,\text{m}} = 1{,}061\,\text{s}^{-1} \, .$$

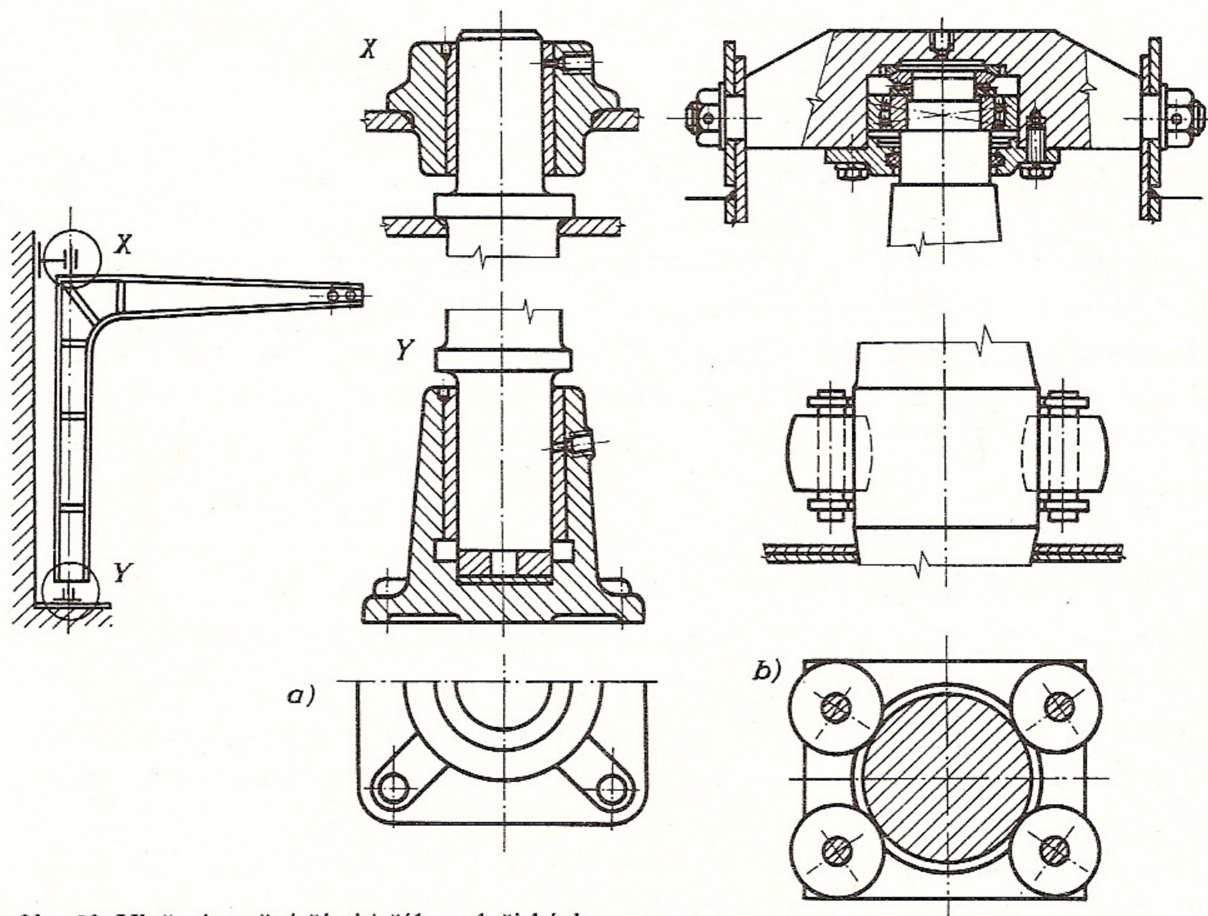
Převodové číslo převodovky

$$i_{př} = n_m : n_k = 14{,}83\,\text{s}^{-1} : 1{,}061\,\text{s}^{-1} = 13{,}98 \, .$$

d) Nosnost kol

Voleno: materiál kol 42 2660.1 ($k = 7{,}6$ MPa), vytížení jeřábu do 30 % při denních otáčkách 60 000 (součinitel využití $f_L = 1{,}82$ – viz *tab.* 7, součinitel otáček $f_n = 0{,}80$ – *tab. 6*).

$$F_{k\,max} = D_k \, . \, b \, . \, k \, . \, \frac{f_n}{f_L} = 250\,\text{mm} \, . \, 34\,\text{mm} \, . \, 7{,}6\,\text{MPa} \, . \, \frac{0{,}8}{1{,}82} \doteq 28\,400\,\text{N} \, .$$



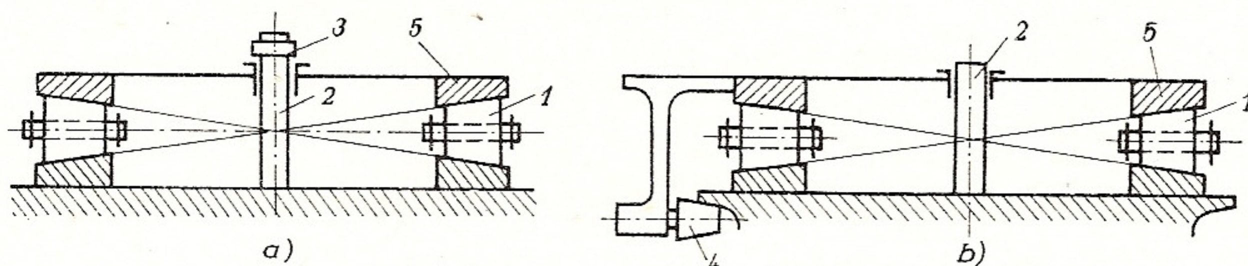
Obr. 53. Uložení otočné části jeřábu v ložiskách
a) otočný sloup v kluzných ložiskách, *b*) nehybný sloup, valivá ložiska na otočné části

Nosné části otáčecího ústrojí:

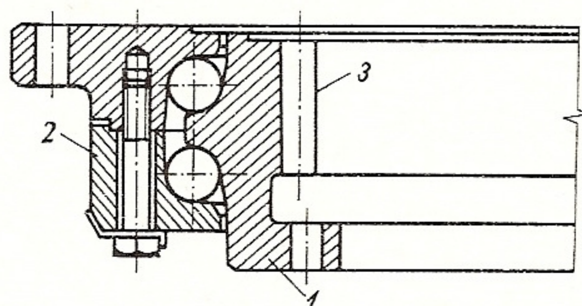
ložiska – dvě radiální a jedno axiální (*obr. 53*),

opěrná pojížděcí kola (opěrné kladky, opěrné válečky), s centrálním čepem (*obr. 54*),

obří axiálně radiální kuličkové ložisko (*obr. 55*).



Obr. 54. Uložení otočné části jeřábu v ložiskách se zachycením klopných momentů
a) středním čepem, *b*) záchytnými kladkami: *1* – opěrné kladky, *2* – střední čep, *3* – matice, *4* – záchytné kladky, *5* – otočná část jeřábu



Obr. 55. Oboustranné axiálně radiální kuličkové ložisko zachycující axiální a radiální síly i klopné momenty
1 – nehybná část, *2* – otočná část, *3* – ozubený věnec

Pohon otáčecího ústrojí se obvykle skládá z ozubeného věnce na spodku jeřábu a z pastorku na otočném vršku. Pastorek je poháněn od motoru přes převodovku a odvaluje se po ozubeném věnci. V otáčecím ústrojí musí být stavěcí brzda proti samovolnému otáčení (např. působením větru) a pro přesné zastavení. Je-li převodovka samosvorná, musí být v ústrojí pojistná kluzná spojka (*obr. 56*).

U věžových jeřábů (*obr. 10*) je otočná část spojena s hnací kladkou velkého průměru, kterou otáčí jedno nebo dvě navíjedla (*obr. 57*). Nejjednodušší jeřáby nemají samostatný pohon otáčecího ústrojí (*obr. 9*).

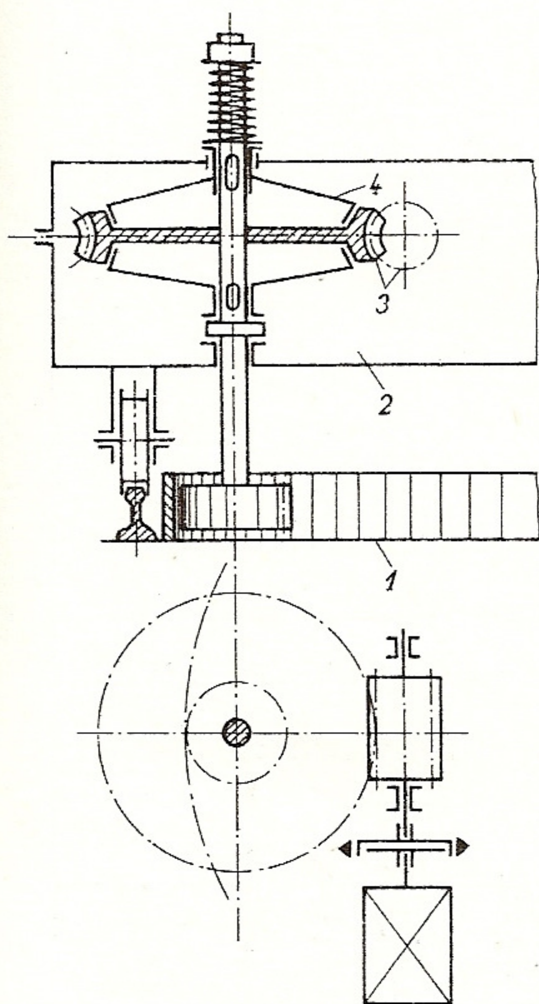
2.1.6 Nosné konstrukce jeřábů

Nosná konstrukce zachycuje tíhu břemene, tíhu mechanismů a ostatních částí, účinky větru a dynamické síly při provozu. Konstrukce musí být dostatečně pevná, tuhá a bezpečná proti převrácení. Přitom má být lehká, výrobně i provozně levná, má umožňovat snadnou dopravu, montáž a přístup k mechanismům, musí splňovat zásady bezpečnosti práce a vyhovovat i po stránce estetické.

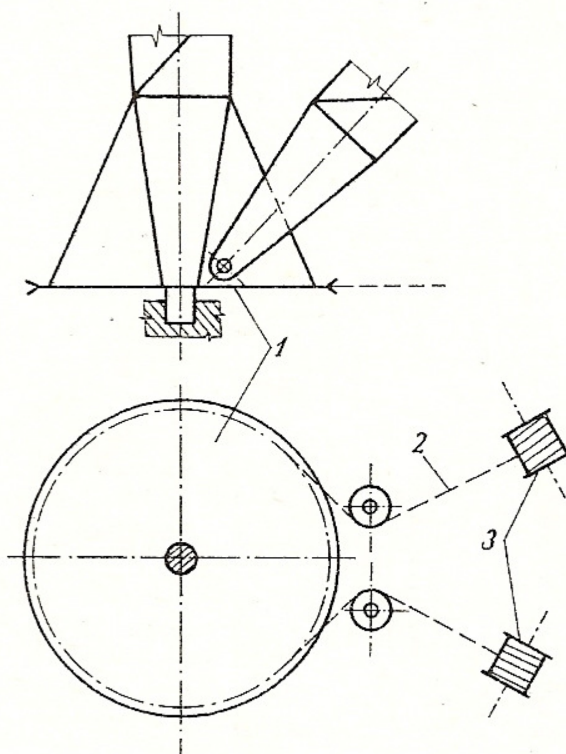
Nosné konstrukce se skládají z nosníků (*tab. 12*), sloupů, výložníků apod. Jednotlivé části konstrukce se dříve spojovaly výhradně nýtováním, dnes se většinou svařují, zkoušejí se i spoje lepené. U konstrukcí namáhaných na únavu jsou vhod-

nější svary tupé než koutové. Je-li např. z přepravních důvodů nosná konstrukce dělená, spojují se jednotlivé díly šrouby o vysoké pevnosti nebo lícovanými šrouby.

Nejpoužívanější *materiály* pro nýtované nosné konstrukce jsou oceli 10 370, pro svařované 11 373, dále 11 378 nebo 11 483, 10 520, 11 523 a pro trubkové 11 353



Obr. 56. Pohon otočného ústrojí pastorkem
1 — nehybná část s ozubeným věncem, *2* — otočný vršek, *3* — šnekové převodové ústrojí, *4* — kluzná spojka



Obr. 57. Pohon otočného ústrojí věžového jeřábu
1 — hnací kladka, *2* — lano, *3* — navíjedla

nebo 11 523. Oceli třídy 10 je možno použít jen pro méně namáhané části. Pro snížení hmotnosti byly vyrobeny některé části konstrukce (výložníky) též ze slitin hliníku (např. 42 4201).

Výpočet nosných konstrukcí se provádí podle ČSN 27 0103 vzhledem k mezním stavům:

1. únosnosti (pevnost, vzpěr, boulení, únava),
2. přetvoření (průhyb, útlum kmitání),
3. stabilitě polohy (překlopení, posunutí).

Tab. 12. Přehled jeřábových nosníků

Druh	Průřez	Tvar a spojení s příčníkem	Poznámka
Válcovaný		hlavní nosník příčník	Výrobně jednoduchý, těžký. Vhodný pro malá rozpětí a malé nosnosti. Vodorovně vyztužené profily:
Prolamovaný	původní profil	vložka otvory	Lehčí než válcovaný. Nosník I je plamenem rozřezán klikatým řezem, obě části posunuty a svařeny:
Plnostěnný svařovaný nebo nýtovaný	svary výztuhy	svislá výztuha	Pro velké nosnosti a malá rozpětí. Musí být vyztužen vodorovně. Jiné průřezy: nýtované svařované
Skříňový	podélné výztuhy b h příčná výztuhc (mezistěna)	L příčná výztuha	Dnes nejpoužívanější. Lehké, vzdorují i vodorovnému ohybu i kroucení. Nepotřebují prostorové vyztužení. Používá se ve spojení se skříňovým příčníkem a rohovými ložisky. rozvor

Druh	Průřez	Tvar a spojení s příčníkem	Poznámka
Příhradový svařovaný nebo nýtovaný	Profily prutů	horní pás, dolní pás, příčky	Snýtovaný nebo svařený z tvarové oceli nebo trubek (prutů) namáhaných na tah nebo vzpěr. Nejlehčí ze všech nosníků, používán pro velká rozpětí. Musí být prostorově vyztužen. plošina, zábradlí, plošinový nosník, příčné vyztužení, hlavní nosník

Přitom je nutno dbát na nejnepříznivější seskupení zatížení pro

a) *základní kombinace* stálých zatížení (tíhy nepohyblivých částí, stálé předpětí) a proměnlivých zatížení (tíhy pohyblivých částí a břemene, síly setrvačné a odstředivé, boční síly při příčení, tlačné síly větru aj.),

b) *mimořádná seskupení za provozu* (poruchy, najetí na narazník),

c) *mimořádná seskupení mimo provoz* (zkoušky, doprava a montáž, silný vítr).

Při výpočtu se jednotlivé síly násobí součinitelem zatížení n_Q od břemene, který vyjadřuje náhodné zvětšení užitečného břemene při provozu:

$n_Q = 1{,}2$ u jeřábů s vyloučenou přetížitelností,

$n_Q = 1{,}3$ u jeřábů s malou pravděpodobností náhodného přetížení,

$n_Q = 1{,}4$ u jeřábů s větší pravděpodobností náhodného přetížení,

$n_Q = 1{,}5$ u jeřábů s nekontrolovanou možností přetížení.

Vypočtená napětí se porovnávají s hodnotami uvedenými pro jednotlivé materiály v ČSN 73 1401/IV. Při kontrole na únavu se hodnoty mezního napětí přiměřeně snižují podle únavových skupin jeřábů.

Kontrola stability (*tab. 13*) se musí provádět výpočtem i zkouškou. Při výpočtu se určují vzhledem ke klopné hraně zvlášť momenty sil zabezpečujících (tj. stálých) a zvlášť momenty sil klopících (tj. proměnlivých). Síly je nutno přitom násobit uvedenými součiniteli zatížení n_Q. Součet momentů zabezpečujících sil nesmí být menší než součet momentů klopících. Stabilitu je nutno prokázat pro tyto případy:

1. Při provozu s maximálním břemenem, setrvačnými silami a normální silou větru (pro tlak $p_w = 250$ Pa).

2. Se silou působící vzhůru v místě závěsu lana $[(0{,}1 \text{ až } 0{,}3) \,.\, G_Q]$.

3. Bez břemene, jeřáb je zakotven, na konstrukci působí dynamický tlak větru $p_w = 800$ až 1 300 Pa (podle výšky), násobený součinitelem 1,2.

K zvětšení stability pomáhá vyvažovací závaží (nehybné nebo pohyblivé – *obr. 13*). U vozidlových jeřábů se k témuž účelu používá výsuvných nebo výklopných opěr (*obr. 14*).

Tab. 13. Kontrola stability jeřábu

Síly zabezpečující

G_p – tíha podvozku s mechanismy
G_v – tíha výložníku
G_z – tíha závaží

Síly klopicí

G_Q – tíha břemene
F_s – svislá setrvačná síla
F_{w1} – tlačná síla větru za provozu
F_{w2} – tlačná síla větru mimo provoz

I. případ stability (za provozu), kontrola k hraně A:

$$G_p \cdot r_p + G_z \cdot r_z - G_v \cdot r_v \geqq (n_Q \cdot G_Q + F_s) \cdot r_Q + F_{w1} \cdot r_w ,$$

n_Q – součinitel zatížení 1,2 až 1,5 (podle možnosti přetížení),
F_s – $0{,}1 G_Q$,
F_{w1} se počítá z dynamického tlaku 250 MPa.

II. případ stability (síla v místě G_Q působí vzhůru), kontrola k hraně B:

$$G_p \cdot r'_p + G_v \cdot r'_v - G_z \cdot r'_z \geqq 0{,}3 G_Q \cdot r'_Q ,$$

$$r'_v = r_v + r_p + r'_p ,$$

$$r'_Q = r_Q + r_p + r'_p .$$

III. případ stability (mimo provoz), kontrola k hraně A:

$$G_p \cdot r_p + G_z \cdot r_z - G_v \cdot r_v = 1{,}2 F_{w2} \cdot r_w ,$$

F_{w2} se počítá z dynamického tlaku 800 MPa (pokud výška jeřábu nepřesahuje 20 m).

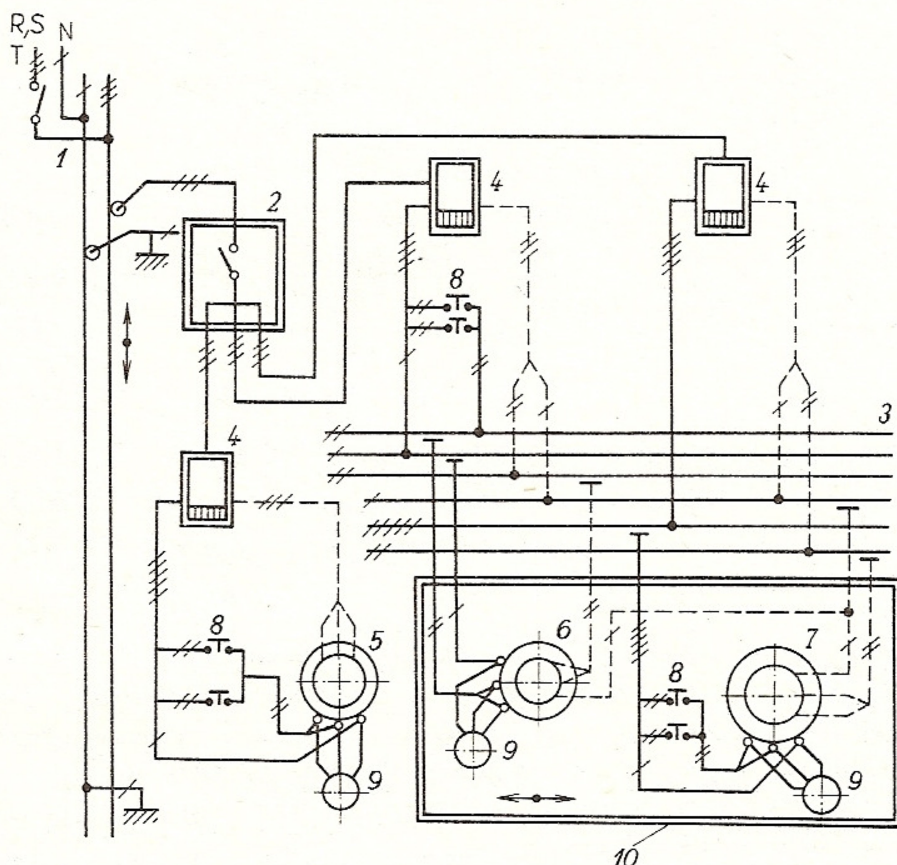
2.1.7 Elektrická výzbroj jeřábů

Elektrický proud se přivádí k ústrojím nejčastěji trolejí (*obr. 58*). Při větším nebezpečí zkratu, požáru nebo úrazu je vhodnější přívod kabelem (při pohybu je nutno kabel navíjet na kabelový buben). Od hlavní troleje se proud přivádí do uzamykatelného rozváděče. V něm jsou potřebné přístroje vypínací, rozváděcí, jisticí atd.: hlavní vypínač musí mít ze zamčené skříně vyvedenou vypínací páku.

Jeřáb se ovládá buď z podlahy, z kabiny (zavěšené na vhodném místě konstrukce), nebo dálkově. K ovládání slouží kontroléry a ovládače. Kontrolér je složený přepínač (válcový nebo vačkový), který spíná přímo silové okruhy a zařazuje do obvodu odpory. U ovládače zapíná jeřábník pákou okruhy řídicího (tj. malého) proudu a ten teprve prostřednictvím stykačů zapíná silové okruhy. Pohyb ovládací páky

musí být sousledný se směrem zamýšleného pohybu (tzv. sympatické řízení). Jednou pákou je možno řídit i dvě ústrojí (*obr. 59*).

Tam, kde není na břemeno dobře vidět, je možno použít průmyslovou televizi nebo ovládání vysílačkou.



Obr. 58. Schéma rozvodu elektrické energie u mostového jeřábu
1 – hlavní trolej, *2* – rozváděč, *3* – příčná trolej, *4* – kontroléry, *5* – motor pojezdu mostu, *6* – motor pojezdu kočky, *7* – motor zdvihu, *8* – koncové vypínače, *9* – odbrzďovače, *10* – kočka; R, S, T – fázové vodiče, N – nulový vodič

Koncové vypínače (*obr. 60*) vypínají řídicí nebo (v případech, které určuje ČSN 34 1640) přímo silový okruh, jakmile pohybové ústrojí překročí krajní polohu.

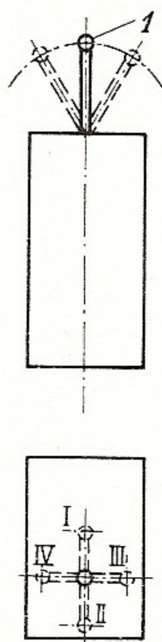
Opustí-li jeřábník kabinu, musí vypnout hlavní vypínač. *Blokovací zařízení* zajistí, že tento vypínač nesepne, pokud všechny ovládače nejsou v nulové poloze.

2.1.8 Provoz, bezpečnostní předpisy a výroba jeřábů v ČSSR

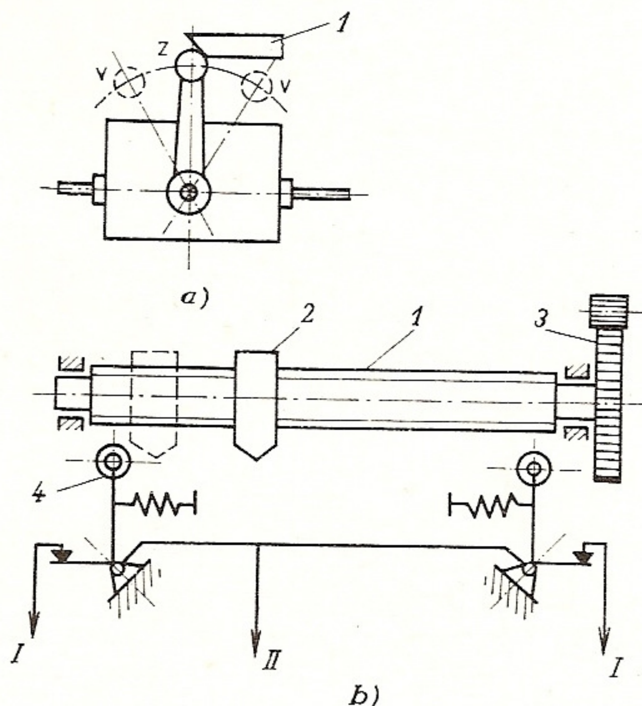
Při konstrukci a provozu jeřábů musí být přísně dbáno na zásady bezpečnosti, aby nebyl ohrožen život a zdraví osob a zabránilo se i hmotným škodám. Závazné bezpečnostní předpisy jsou v ČSN 27 0140 až 0142 a ČSN 34 1640, např.:

Svislá vůle mezi jeřábem a jinou částí konstrukce nesmí být menší než 100 mm, *vodorovná vůle* alespoň 60 mm a do výšky 2 000 mm nad podlahou nejméně 500 mm.

Světlá výška nad obsluhovací lávkou je nejméně 1 800 mm a musí být po celé délce jeřábové dráhy. Na lávku se vystupuje po schodech nebo žebříku. Žebříky musí mít při výškách nad 3 m ochranné koše.



Obr. 59. Ovládač pojezdu kočky a mostu
1 – páka ovládače, *I* – kočka vpřed, *II* – kočka vzad, *III* – most vpravo, *IV* – most vlevo



Obr. 60. Koncové vypínače
a) pákový: *1* – narážka, z – zapnuto, v – vypnuto;
b) vřetenový: *1* – šroubové vřeteno, *2* – matice, *3* – převod od ústrojí, *4* – vypínač, k – od kontroléru, m – k motoru

Na jeřábu musí být tabule s označením nosnosti, nárazníky, koncové vypínače v krajních polohách všech ústrojí, automatická brzda ve zvedacím a sklápěcím ústrojí a při větších rychlostech i v ústrojí pojížděcím a otáčecím. Ve zvedacím ústrojí pro tekutý kov musí být dvě na sobě nezávislé brzdy. Jeřáby, které pracují venku, musí mít zařízení proti samovolnému rozjetí a proti překlopení působením větru (např. kolejové kleště). Všechny klíny a šroubové spoje musí být pojištěny; šroubovité pružiny mohou být jen tlačné.

Každý jeřáb, jeho projekt, montáž i provoz podléhá schválení a dozoru Českého úřadu bezpečnosti práce. Před uvedením do provozu se provádí *úřední zkouška*, po každé rekonstrukci a v pravidelných obdobích revizní zkouška. Při zkoušce se vykoná důkladná prohlídka, zkontrolují se funkce všech mechanismů a bezpečnostních zařízení, jeřáb se zatíží zkušebním břemenem předepsané hmotnosti a změří se průhyb, který musí být v přípustných mezích. O zkouškách se vede protokol.

Odpovědnost za provoz a údržbu jeřábů v podniku je rozdělena mezi tyto osoby:

Vedoucí podniku ručí za to, že v podniku není v provozu žádný neschválený jeřáb a jmenuje další odpovědné osoby.

Provozovatel (vedoucí dílny) odpovídá za to, že jeřáb obsluhují osoby s předepsanou kvalifikací a příslušným průkazem.

Jeřábový referent opatruje doklady o jeřábech a organizuje školení jeřábníků a vazačů.

Jeřábový technik dohlíží na provoz jeřábů na jednom pracovišti.

Jeřábník, tj. řidič jeřábu musí být plnoletý, řídit jeřáb smí až po příslušném školení, lékařské prohlídce a po zkoušce.

Vazač uvazuje břemena na hák a spolu s jeřábníkem odpovídá za bezpečnost dopravy jeřábem. Musí též absolvovat školení a podrobit se zkoušce.

Údržbáři čistí, mažou, ošetřují jeřáb a vykonávají běžné opravy, tj. kontrolu a výměnu lan a řetězů a zjišťování příčin jejich nadměrného opotřebení; kontrolu a seřizování brzd, odmašťování a výměnu jejich obložení; mazání, doplňování a výměnu oleje v ložiskách a převodovkách; kontrolu opotřebení ozubených a pojížděcích kol a kolejnic; kontrolu a ošetřování elektrické výzbroje, zejména koncových vypínačů, čištění kroužků a výměnu uhlíků u motorů.

Výroba zdvihadel a jeřábů v ČSSR

Jeřáby a zdvihadla vyrábí v ČSSR několik podniků, zejména: Slovácké strojírny, n. p., Uherský Brod; Vihorlat, n. p., Snina; Mostáreň, n. p., Brezno nad Hronom; Branecké železárny, n. p., Hradec nad Moravicí; Královopolská strojírna, n. p., Brno.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Co patří obecně k dopravním operacím?
2. Proč má být u všech dopravních zařízení dosaženo co nejmenší hmotnosti součástí i konstrukcí?
3. Které případy zatížení je nutno uvažovat při kontrole jeřábových mechanismů na mezní únosnost?
4. Kdy je u zdvihacích zařízení vhodnější lano a kdy řetěz?
5. Na co je nutno dbát, aby lano co nejdéle vydrželo?
6. Kdy je nutno lano vyměnit?
7. V kterém místě zvedacího ústrojí se zařazuje brzda, jestliže je v ústrojí: a) ozubený převod, b) třecí převod nebo se buben připojuje k pohonu třecí spojkou?
8. Proč se mezi převodovku a buben zařazuje poddajná spojka?
9. Proč nesmějí být osoby pod zavěšeným břemenem?
10. Navrhněte vhodný druh a velikost lana jeřábové kočky, která má nosnost $m_Q = 8$ t, jestliže břemeno visí na šesti průřezech lana, poměrné zatížení lana $q = 50\%$, počet pracovních cyklů za den je 150 a účinnost kladkostroje $\eta = 0{,}94$.
11. Pro lano z předchozího příkladu určete minimální průměr vodicí kladky a bubnu (uvažujte únavovou skupinu II).
12. Určete svařovaný zušlechtěný pozinkovaný řetěz pro ruční kladkostroj nosnosti 5 t při dvojitém závěsu břemene a teoretický průměr ořechu o pěti zubech.
13. Pro zdvihací ústrojí nosnosti 12,5 t určete výkon motoru, je-li zdvihací rychlost 0,[illegible]5 m . s^{-1} a účinnosti $\eta_k = 0{,}98$, $\eta_b = 0{,}97$, $\eta_{př} = 0{,}94$.
14. Vypočítejte tažnou sílu překonávající pasívní odpory a výkon motoru pro pojížděcí ústrojí jeřábového mostu těchto parametrů: nosnost jeřábu $m_Q = 8$ t, hmotnost jeřábu $m_j = 9$ t, hmotnost jeřábové kočky $m_k = 2{,}2$ t, průměr pojížděcích kol $D_k = 320$ mm, průměr čepů $d = 60$ mm, rozpětí jeřábu $L = 16{,}5$ m, rozvor jeřábu $l' = 2{,}5$ m, pojížděcí rychlost $v_p = 1$ m . s^{-1}. Jeřáb pracuje uvnitř budovy. Volte rameno valivého odporu $e = 0{,}4$, součinitel čepového tření $f_č = 0{,}015$, součinitel vedení jeřábu $\chi = 1$ a celkovou mechanickou účinnost $\eta_c = 0{,}92$.

2.2 Výtahy

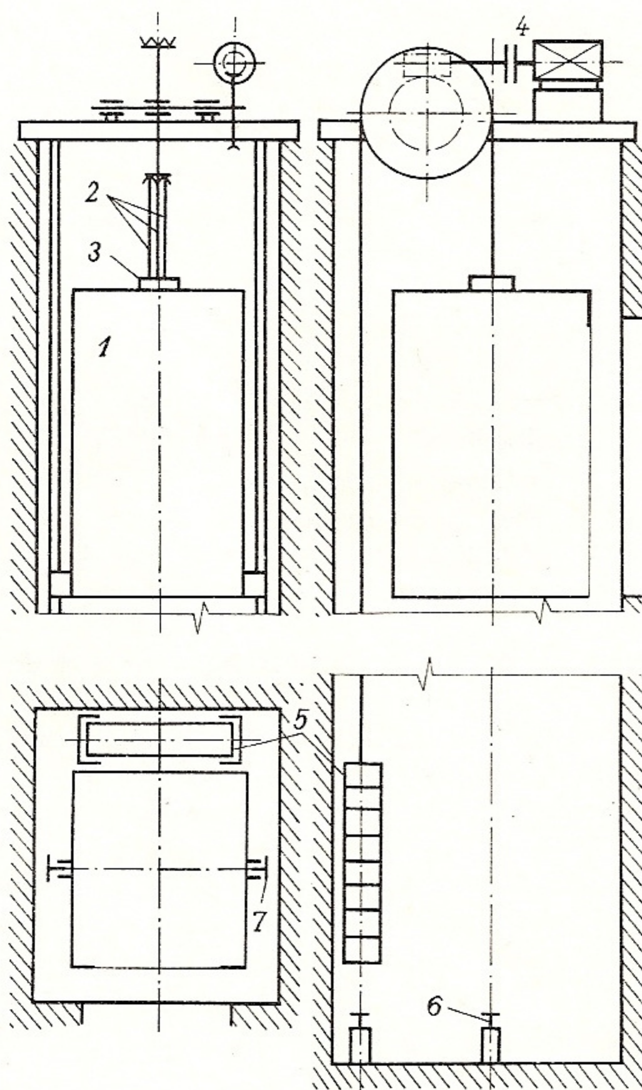
Slouží k dopravě osob nebo nákladů ve svislém, popř. v šikmém směru. Klec, kabina, plošina nebo speciální nádoby pro náklad se pohybují po dráze přesně vymezené podél pevných vodítek. Pohon výtahů je převážně elektrický, stavějí se však také výtahy pneumatické.

Při provozu výtahů musí být zajištěna bezpečnost dopravovaných i obsluhujících osob, a proto je pro projektování, konstrukci a provoz vydána řada závazných předpisů – hlavně ČSN 27 4009 – Elektrické výtahy. Projektování a výrobu může provádět jen oprávněný závod. Provoz každého výtahu podléhá dozoru (ČÚBP).

2.2.1 Rozdělení výtahů

Podle ČSN 27 5009 se elektrické výtahy dělí takto:

A – pro dopravu osob nebo osob a nákladů:
- A_1 – výtahy se samoobsluhou do nosnosti 1 000 kg, tj. 12 osob,
- A_2 – výtahy určené pro provoz s řidičem,



Obr. 61. Schéma výtahu
1 – klec, *2* – zdvíhací lana, *3* – závěsy, *4* – výtahový stroj, *5* – vyvažovací závaží, *6* – nárazníky, *7* – vodítka v šachtě

B – nákladní se zakázanou dopravou osob:

B_1 – výtahy, do jejichž klece smějí při nakládání vstupovat osoby (vyjma D_2),

B_2 – výtahy, do jejichž klece nesmějí vstupovat osoby,

C – malé nákladní do nosnosti 100 kg,

D – stolové s poklopem:

D_1 – s řidičem,

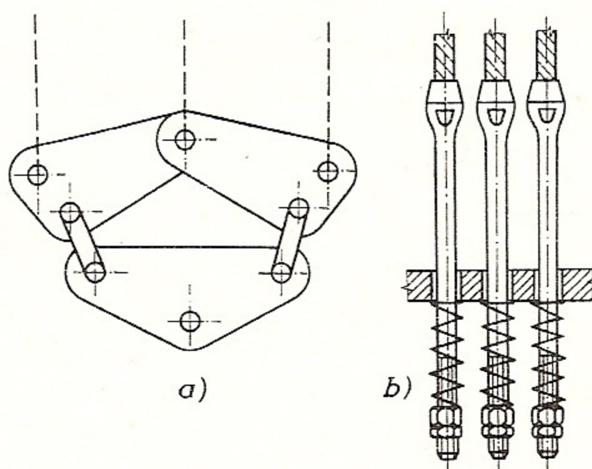
D_2 – se zakázanou dopravou osob,

E – osobní běžné (páternosterové),

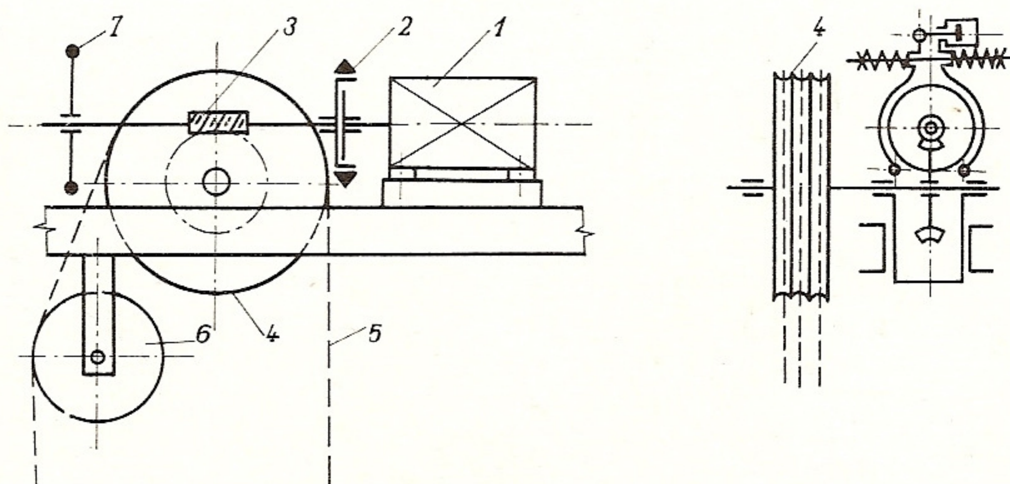
F – výsypné.

2.2.2 Celkové uspořádání výtahů (*obr. 61*)

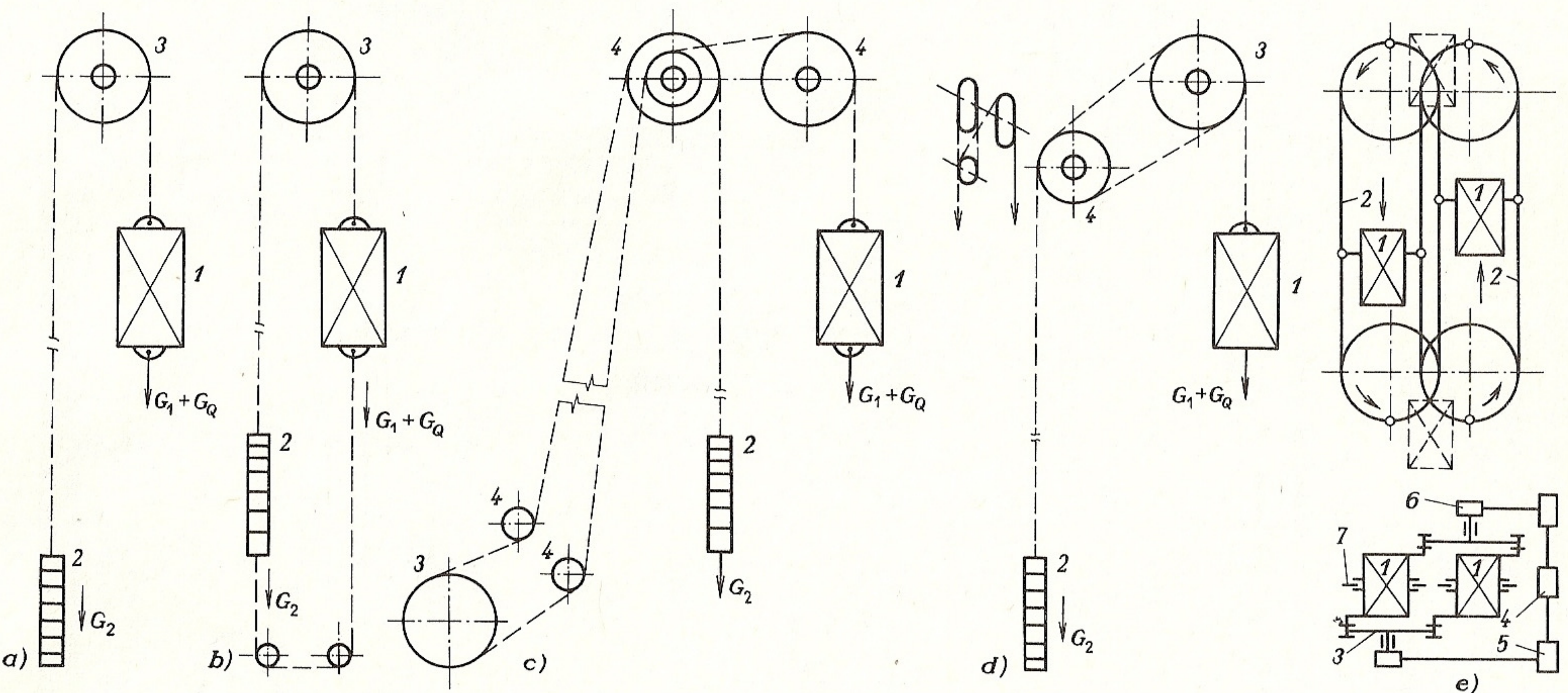
Klec výtahů se skládá z ocelové kostry (k ní jsou připojeny závěsy pro lana, vodicí čelisti a zachycovače) a z kabiny (je alespoň 2,15 m vysoká); dveře kabiny se nesmějí otvírat ven.



Obr. 62. Závěsy klece
a) vahadlový, *b*) pružinový

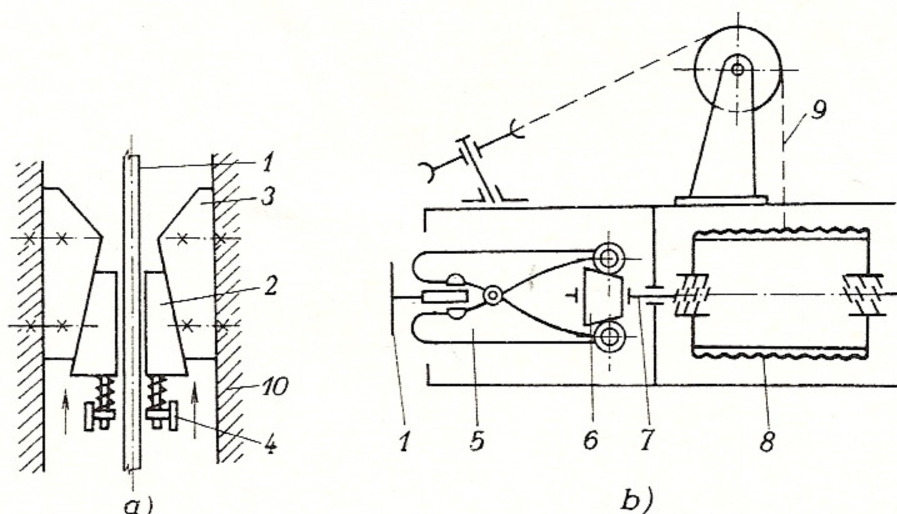


Obr. 63. Výtahový stroj
1 – elektromotor, *2* – spojka s brzdou, *3* – šneková převodovka, *4* – lanová třecí kladka, *5* – zvedací lana, *6* – vodicí kladka, *7* – ruční kolo



Obr. 64. Způsoby vedení lan u výtahů
a) běžný způsob, *b*) s vyvažovacím lanem, *c*) s výtahovým strojem dole, *d*) se zvětšeným úhlem opásání: *1* – klec, *2* – vyvažovací závaží, *3* – hnací kotouč, *4* – vodicí kladka, G_1 – tíha klece, G_2 – tíha závaží, G_Q – tíha břemene, *e*) schéma osobního výtahu oběžného (paternoster): *1* – klece, *2* – bezkoncové kloubové řetězy, *3* – řetězová hnací ozubená kola, *4* – motor, *5* a *6* – převodovky, *7* – vodítka klecí

Zvedací orgán jsou buď lana (bývají vinuta stejnosměrně), nebo kloubové řetězy. Pro výtahy skupiny A musí být lana nejméně 3, všechna musí mít stejný průměr (aspoň 10 mm) a stejnou konstrukci.



Obr. 65. Zachycovače
a) klínový, *b)* klešťový
1 – vodítko v šachtě, *2* – zachycovací klíny, *3* – kluzná vedení na kleci, *4* – zasouvací páky, *5* – kleště, *6* – kužel k rozpínání kleští, *7* – vřeteno, *8* – buben pomocného lana, *9* – pomocné lano, *10* – kostra klece

Závěsy mají rozdělit tíhu klece rovnoměrně na všechna lana. Nejlépe vyhovují závěsy vahadlové, méně pružinové (*obr. 62*).

Výtahový stroj je v podstatě navíjedlo (*obr. 63*); je umístěn nejčastěji nad šachtou. Převodovým ústrojím bývá samosvorná šneková převodovka, méně často čelní. Elektromotor má mít strmou charakteristiku. Některé výtahy mají elektromotor s dvojí rychlostí – normální a dojezdovou. Ručním kolem nasazovaným na hřídel elektromotoru lze při poruše dopravit klec ručně do nejbližší stanice.

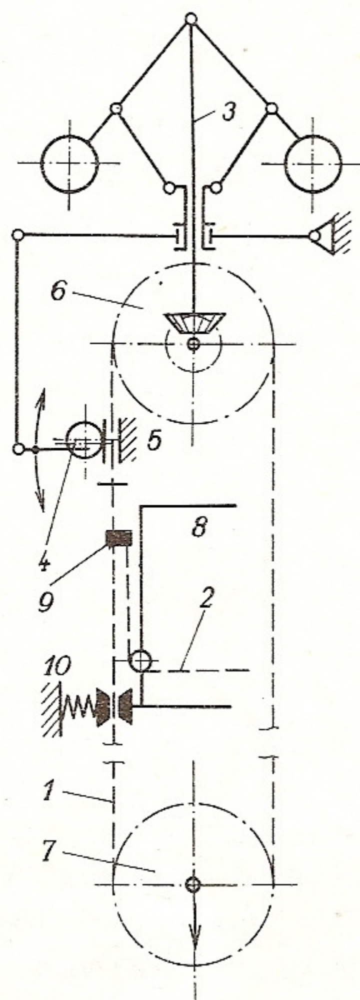
Vyvažovací závaží a při větších výškách též vyvažovací lano zajistí dostatečné tření mezi lanem a hnací kladkou. Dále umožňuje rovnoměrnější zatížení a hlavně menší výkon elektromotoru (viz další kapitola).

Uspořádání a vedení lan u výtahů může být různé (*obr. 64*).

Šachta musí být na přístupných místech patřičně ohrazena. Ke konstrukci šachty jsou připojena ocelová vodítka pro klec a závaží. V každé stanici jsou dveře neotvíratelné dovnitř. Na spodku šachty pod klecí i pod závažím musí být nárazníky – nejlépe hydraulické (*obr. 61*).

Zachycovače (*obr. 65*) jsou důležitým bezpečnostním zařízením. Při překročení přípustné rychlosti o 40 % zadrží zachycovač klec v potřebném místě na vodítkách. V činnost je uváděn omezovačem rychlosti, který působí na zasouvací páky (*obr. 65a*) a klíny se přitisknou k pevným vodítkům. Třením se klec postupně zastaví. Podobně se přitisknou na vodítka kleště a klec se zastaví (*obr. 65b*).

Odstředivý *omezovač rychlosti* (*obr. 66*) je poháněn při pohybu klece zvláštním lanem (řídicím). Při překročení dovolené rychlosti se pohyb odstředivého regulátoru přenese na výstředník, který přitlačí řídicí lano k podložce, a tím se lano zastaví. Při pokračujícím pohybu klece uvede pomocné lano do činnosti klešťový zachycovač (*obr. 65b*) a současně se vypne motor výtahového stroje.



Obr. 66. Odstředivý omezovač rychlosti
1 – řídicí lano, *2* – pomocné lano,
3 – odstředivý regulátor, *4* – výstředník,
5 – pevná podložka, *6* – poháněcí kladka regulátoru, *7* – napínací kladka,
8 – klec, *9* – spojení řídicího a pomocného lana, *10* – přítlačné spojení klece s řídicím lanem

Elektrický výtah lze ovládat kolíkovým, pákovým nebo tlačítkovým systémem, který je nejčastější. Vně každé stanice je tlačítko přivolávací a odesílací. Uvnitř kabiny jsou tlačítka do všech poschodí a výrazně označené tlačítko „stůj". V posledních letech se stále rozšiřuje *programované řízení* elektrických výtahů, kde se pokyny z různých poschodí i z klece zaznamenávají do paměti. Potom se klec zastavuje v jednotlivých poschodích podle nejvýhodnějšího pořadí, takže se dopravované množství osob značně zvýší.

Optická signalizace (žárovkami) ukazuje, zda je klec v pohybu, nebo ve které stanici se nachází, popř. z které stanice je voláno.

Akustická signalizace je poplachová; přivolá obsluhu, jestliže se výtah zásahem některého bezpečnostního opatření zastavil. Tato signalizace musí být napájena proudem z baterie.

2.2.3 Základní výpočty (*obr. 64*)

Hmotnost vyvažovacího závaží m_z vyrovnává hmotnost klece m_k a polovinu nosnosti výtahu m_Q:

$$m_z = m_k + \tfrac{1}{2} m_Q \,.$$

Potom síla v lanech na straně klece F_1 a na straně závaží v témže okamžiku F_2 je:

$$F_1 = (m_Q + m_k + m_{l\,max}) \cdot g \,, \qquad F_2 = (m_z + m_{lz}) \cdot g \,,$$

kde $m_{l\,max}$ a m_{lz} jsou hmotnosti lan na straně klece a závaží.

Výkon elektromotoru:

$$P = (F_1 - F_2) \cdot v \cdot \frac{1}{\eta} \,,$$

kde v je rychlost zvedání. U lan bývá nejčastěji do 1,4 m . s^{-1}, může však být i více než 2,8 m . s^{-1}. U Gallova řetězu však může být jen 0,3 m . s^{-1}; stejná rychlost je také u oběžného výtahu, η je účinnost výtahového stroje.

2.2.4 Provoz, údržba a výroba výtahů v ČSSR

Předpisy o provozu a údržbě výtahů jsou z bezpečnostních důvodů velmi podrobné a jsou uvedeny v normách, jejichž seznam je na konci učebnice. O všech prohlídkách, zkouškách a opravách musí být vedeny záznamy v dokumentaci, která je uložena u provozovatele výtahů.

Týdně se kontrolují bezpečnostní zařízení dveří a celkové funkce výtahu. Měsíčně se kontroluje, čistí, popř. mažou pohyblivé části, vodítka, lana, závěsy, zachycovače, brzdy a obložení. Jedenkrát za tři roky se provádějí důkladné prohlídky, spojené s opravami a zkouškou stejnou jako při uvádění výtahu do provozu.

Zvlášť pozorně je nutno kontrolovat a udržovat tato bezpečnostní zařízení:

Nouzové koncové vypínače, které rozpojují silový proudový okruh, když klec přejede krajní polohu.

Zajišťovače šachtových dveří – nedovolí dveře otevřít, pokud proti nim nestojí klec.

Dveřní dotyky – spojí proudový okruh teprve tehdy, jsou-li všechny dveře zavřeny a zajištěny.

Závěsový vypínač – přeruší proudový okruh, když se některé z nosných lan přetrhne nebo nepřiměřeně prodlouží. Jiný vypínač vypne proud při poruše řídicího lana.

Výrobu výtahů v ČSSR zajišťují Transporta, n. p., Chrudim a Břeclav.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Výtah o nosnosti m_Q = 500 kg (hmotnost klece m_k = 200 kg, rychlost zvedání v = 1,6 m . s^{-1}, výška zdvihu 30 m) má tři lana ∅ 10 mm. Určete hmotnost závaží, největší síly v lanech a výkon motoru při účinnosti ústrojí η = 0,45: a) bez vyvažovacího lana, b) s vyvažovacím lanem.

Tab. 14. Transportní zařízení (výběr z ČSN 26 0001)

	Název	Schéma	Unášecí prostředek – popis
Dopravníky (transportéry)	pásové		Oběžný dopravní pás. Směr dopravy: vodorovný, šikmý, lomený. Uspořádání: stabilní, přemístitelný, přenosný, pojízdný. Dopravovat je možno sypké materiály a hromadné menší výrobky.
	článkové		Článkový pás, jehož konstrukce může být: roštová, korečková, kabelková, laťková, příčková, s unášecími řetězy, s řetězy s unášeči (hřebla), s nosnými články.
	šnekové		Šnekovice (jednošnekové a vícešnekové – dvoušnekové). Podle použitého vodicího prostředku mohou být žlabové nebo trubkové. Současně promíchává sypký materiál, popřípadě i zhutňuje.
	vibrační		Kmitající podložka, která svým pohybem přepravuje materiál. Podle způsobu buzení kmitů: mechanické, elektromagnetické, elektromechanické (vibrační elektromotor).
	elevátory		Různé tvary unášecích prostředků, které vynášejí nebo i nabírají sypký materiál: korečkové, lavičkové, policové, kapsové. Tažným prostředkem je řetěz, lano nebo pás.
	vozíkové		Vozík, tažený různým tažným prostředkem. Podle výškové úrovně: nadúrovňové (nad podlahou), podúrovňové (pod podlahou), závěsné (tažný prostředek nad vozíkem), rovinné.

Ložné tratě	závěsové		Závěsy, které jsou unášeny řetězem, lanem nebo ocelovou šnekovicí. Podle směru dopravy: uzavřený okruh vodorovný, šikmý nebo prostorový.
	válečkové		Otočně uložené válečky, které mohou být nepoháněné (spádové čili gravitační), anebo poháněné (pásem, řetězem nebo třením). Poháněné mohou dopravovat vodorovně nebo i šikmo nahoru.
	skluzy	> 4 až 7°	Bez unášecího prostředku; materiál se pohybuje šikmo dolů bez spotřeby energie. Vodicím prostředkem je žlab, který může být přímý nebo šroubovicový (tobogan).
Podávače	redlerové		Speciální řetěz s unášeči (redler), který zajišťuje rovnoměrné podávání určeného množství materiálu sypkého. Materiál je unášen třením, takže jeho vrstva bývá vyšší než výška unášečů.
	turniketové		Otáčivý rotor s lopatkami (turniket), který zajišťuje rovnoměrné podávání sypkého materiálu podle počtu otáček rotoru.

2. O kolik % by se zvýšil potřebný výkon motoru, kdyby byl výtah bez vyvažovacího závaží?
3. Jaký význam má vyvažovací závaží u jeřábů a jaký u výtahů?
4. Jakým způsobem je zajiště a klec výtahu proti pádu?
5. Která kontrola částí výtahu je nejčastější?

2.3 Dopravní zařízení

Pro hospodárnou dopravu sypkých látek a pro přemísťování předmětů hromadného charakteru je vhodné takové dopravní zařízení, které není nutno při nakládání a vykládání zastavovat a u něhož odpadá i čas potřebný k vrácení prázdného dopravního prostředku. To splňuje hydraulická a pneumatická doprava a různá dopravní zařízení.

Z dopravních zařízení (*tab. 14*) se nejvíce používají dopravníky neboli transportéry, ložné tratě a podávače. Podrobnější rozdělení je v ČSN 26 0001 Transportní zařízení.

2.3.1 Hlavní části pásového dopravníku

Nejčastěji se používá pásový dopravník (*obr. 67*). Tažným i nosným orgánem je bezkoncový pás šířky B, který je napjat mezi hnacím a vratným bubnem. Po celé délce je pás podpírán kluzným vedením nebo lépe podpěrnýmiválečky. Jestliže by se dopravovaný materiál na pás lepil, musí mít dopravník čisticí zařízení (škrabku, kartáč apod.). Příčný průřez pracovní větví pásu je buď rovný, nebo korýtkový (*obr. 67*, *tab. 15* a *16*), nezatížená větev je vždy rovná.

Sklon ε normálního pásového dopravníku musí být menší než sypný úhel dopravovaného materiálu ψ a menší než úhel odpovídající součiniteli tření f mezi materiálem bubnu a pásem (*tab. 17* a *18*).

Hlavními parametry dopravníku jsou: dopravované množství čili objemový průtok Q_V ($m^3 . s^{-1}$), častěji $m^3 . h^{-1}$, nebo hmotnostní průtok Q_m ($kg . s^{-1}$), častěji $t . h^{-1}$. Dále dopravní vzdálenost L_h a dopravní výška H. Potom platí

$$L_h = L . \cos \varepsilon , \qquad H = L . \sin \varepsilon ,$$

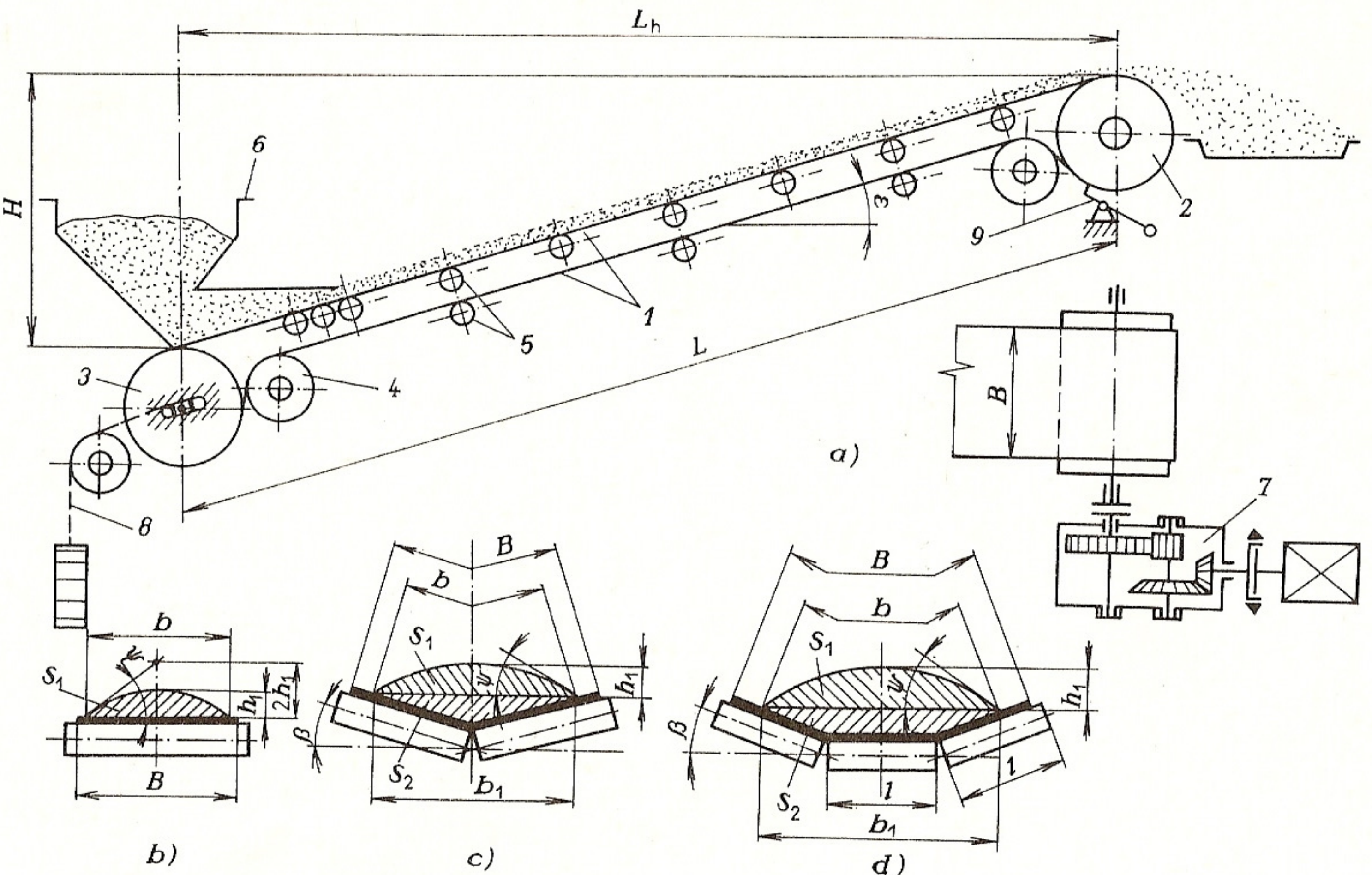
kde L je délka dopravníku.

Objemový průtok, popř. hmotnostní průtok se určí z rovnice kontinuity:

$$Q_V = S . v , \qquad Q_m = Q_V . \varrho = S . v . \varrho ,$$

kde S je celkový průřez vrstvy materiálu (m^2),
v – rychlost pásu ($m . s^{-1}$), bývá 0,25 až 5 $m . s^{-1}$ (*tab. 19*),
ϱ – sypná hmotnost materiálu ($kg . m^{-3}$) nebo ($t . m^{-3}$).

Tabulka 20 vyjadřuje vztah mezi sypnou hmotností ϱ, sypným úhlem ψ a max. sklonem dopravníku ε.



Obr. 67. Šikmý pásový dopravník

a) celkový pohled: *1* – dopravní pás, *2* – poháněcí buben, *3* – vratný a napínací buben, *4* – vodicí buben, *5* – podpěrné válečky, *6* – násypka, *7* – poháněcí stanice, *8* – napínání vratného bubnu, *9* – čisticí škrabák; L – délka dopravníku, L_h – dopravní vzdálenost, H – dopravní výška, B – šířka pásu, ε – sklon dopravníku; *b*) rovný pás; *c*) korýtkový pás – dvouválečková stolice (pro $B \leqq 650$ mm); *d*) korýtkový pás – tříválečková stolice, ψ – sypný úhel materiálu, β – sklon válečků u korýtkového pásu, $h_1 = 0{,}5$ tg, ψ – výška vrchlíku náplně pásu; průřez vrchlíku $S_1 = \frac{2}{3}b \,.\, h_1 = \frac{1}{6}b^2 \,.\, \mathrm{tg}\,\psi$, průřez spodní části $S_2 = \frac{1}{4}b^2 \,.\, \sin\beta \,.\, \cos\beta = \frac{1}{8}b^2 \,.\, \sin 2\beta$, pro $\beta = 20°$ je $S_2 = 0{,}08b^2 = 0{,}051B^2$; b – ložná (využitá) šířka pásu; průřez spodní části u tříválečkové stolice: $S'_2 = 0{,}25(b_1^2 - l^2) \,.\, \mathrm{tg}\,\beta \doteq 0{,}2b^2 \,.\, \sin\beta$, kde l je délka válečku

Tab. 15. Vodorovný pás plochý (rovný)
(Výběr z ČSN 26 3102)

Teoretický průřez náplně na pásu S (m²)								
B (mm)		400	650	800	1 000	1 400	1 600	2 000
Sypný úhel ψ (°)	20	0,006	0,017	0,027	0,044	0,089	0,117	0,186
	30	0,009	0,028	0,043	0,070	0,141	0,186	0,295
	35	0,011	0,034	0,052	0,084	0,171	0,225	0,357
	40	0,014	0,040	0,063	0,101	0,205	0,270	0,428

Platí jen pro dopravu ve vodorovném směru a pro $\beta = 0°$.

Tab. 16. Vodorovný pás korýtkový

Teoretický průřez náplně na pásu S (m²)								
B (mm)		400*)	650*)	800	1 000	1 400	1 600	2 000
β (°)		20		30			35	
Sypný úhel ψ (°)	20	0,013	0,038	0,065	0,106	0,216	0,304	0,482
	30	0,016	0,047	0,079	0,128	0,261	0,359	0,570
	35	0,018	0,052	0,087	0,141	0,286	0,391	0,620
	40	0,020	0,058	0,096	0,155	0,315	0,427	0,677

*) Pro dvouválečkové stolice.
Platí jen pro dopravu ve vodorovném směru.

Tab. 17. Součinitel tření f pro pryžové pásy

Plášť bubnu	Ocelový	S pryžovým obložením hladkým	S pryžovým obložením drážkovaným	S brzdovým obložením
suchý čistý	0,34 až 0,40	0,70 až 0,76	0,80 až 0,89	0,73 až 0,74
vlhký až mokrý	0,06 až 0,06	0,09 až 0,35	0,20 až 0,71	0,33 až 0,56
znečištěný mokrým jílem	0,02 až 0,09	0,02 až 0,10	0,08 až 0,42	0,13 až 0,16

Nižší hodnoty platí pro větší tlak na buben, a naopak.
Podrobněji viz ČSN 26 3102.

Tab. 18. Součinitel tření f pro pásy z PVC

Plášť bubnu	Ocelový	S pryžovým obložením hladkým	S pryžovým obložením drážkovaným	S pryžovým obložením
suchý a čistý	0,64 až 0,67	0,78 až 0,80	0,70 až 0,71	0,83 až 0,85
vlhký až mokrý	0,28 až 0,50	0,42 až 0,60	0,46 až 0,61	0,61 až 0,74
znečištěný mokrým jílem	0,10 až 0,29	0,30 až 0,44	0,34 až 0,45	0,25 až 0,37

Nižší hodnoty platí pro větší tlak na buben a naopak.
Podrobněji viz ČSN 26 3102.

Tab. 19. Volba rychlosti pásu

Materiál	Rychlost v (m s^{-1}) od	do
Obilní zrno, mláto, slad, šrot	2,5	4
Popílek se škvárou, drobné uhlí	1,6	3,15
Hlína, skrývka		5
Drobný koks, štěrk, rudy, škvára	1,25	2,5
Hrubý štěrk, ruda, kámen, hlušina	1,25	2
Těžné uhlí při podzemním dobývání		3,15

Při převážně kusovitém materiálu se volí rychlosti u dolní hranice.
Podrobněji viz ČSN 26 3102.

Tab. 20. Sypné úhly ψ některých materiálů

Dopravovaný materiál	Sypná hmotnost ϱ (t . m^{-3})	Max. sklon dopravníku ε (°)	Sypný úhel ψ (°)
Hnědé uhlí	0,8 až 1,0	18	20
Černé uhlí	0,85 až 1,1	18	
Koks kusový	0,35 až 0,5	17	
Štěrk praný	1,8	14	
Brikety vejčité	1,0 až 1,5	12	
Obilí, mouka, škrob	0,4 až 0,8	17	
Hlína jemná suchá	1,6	22	30
Kámen drcený	1,5 až 2,0	18	
Vlhký písek	2,0	27	35
Dřevěné třísky	0,2 až 0,3	28	40
Cukr surový	0,75 až 1,1	28	

Uvedené hodnoty jsou přibližné. Doporučuje se zjistit přesné údaje z odebraných vzorků.

Podle druhu materiálu jsou dopravní pásy

textilní – pro dopravu látek s malou sypnou hmotností bez ostrých hran;

pryžové – pro většinu dopravovaných látek o teplotě −30 až +60 °C. Pás je složen z textilních vložek (bavlna, umělé hedvábí, polyamid, někdy vyztužený ocelovými lanky) a z krycích pryžových vrstev. Dovolené zatížení připadající na jednotku šířky pásu je 15 až 50 $\mathrm{N.mm^{-1}}$ i více (*tab. 21*). Pryžové pásy se spojují vulkanizováním, lepením za studena, sešíváním nebo drátěnými sponami;

Tab. 21. Hmotnost kostry a dovolené namáhání pryžového pásu
Výběr z ČSN 26 3102

Druh pásu	Počet nosných vložek	Hmotnost 1 m² m'_2 (kg)	Dovolené namáhání σ_{Dp} ($\mathrm{N.mm^{-1}}$)
PA 100	2 4	3,3 6,6	16 32
PA 160	2 4	4,1 8,2	20 40
PA 300	2 4	4,8 9,6	50 80
PAK 300	4 5	12,0 13,4	100 125

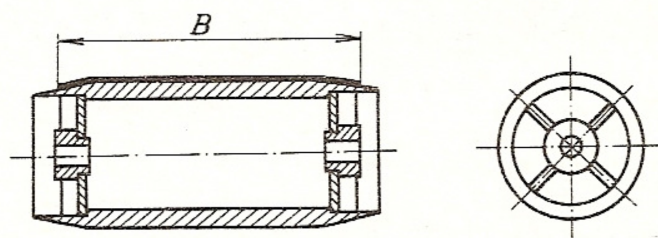
Přesnější jsou údaje od výrobce.

Tab. 22. Hmotnost a dovolené namáhání pásu z PVC
Výběr z ČSN 26 3102

	Druh pásu	Počet nosných vložek	Hmotnost 1 m² m'_2 (kg)	Dovolené namáhání σ_{Dp} ($\mathrm{N.mm^{-1}}$)
A	Důlní dopravní pásy	2 3	13 17	88 132
B	Dopravní pásy pro povrchovou těžbu	3 4 5	10,3 11,9 12,5	33 44 55
C	Jako B – těžký provoz	2	13	88
D	Pásy pro chemické provozy	4	9	33
E	Pro potravinářské provozy	1	1,1	4
G	Pásy pro dopravníky	3	5,2	22,5
H	Cihlářské dopravní pásy	3	5,5	21

z polyvinylchloridu (PVC) jsou vhodné místo pryžových tam, kde je nebezpečí požáru (*tab. 22*);

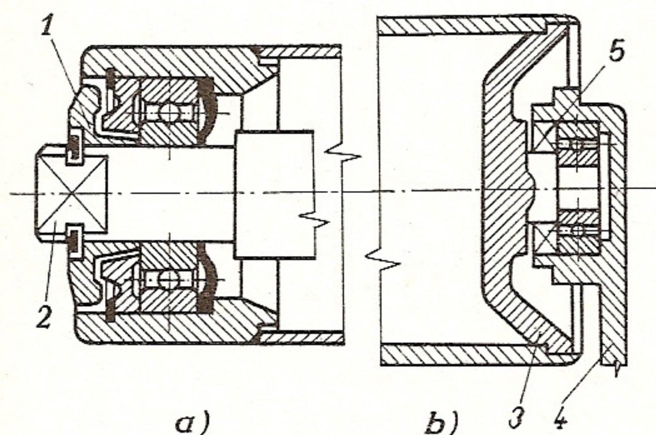
ocelové (z hliníkové nebo slitinové oceli) používají se pro horké nebo značně abrazívní materiály, pro horká prostředí a z hygienických důvodů v průmyslu potravinářském;



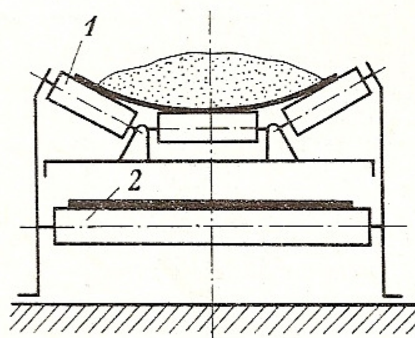
Obr. 68. Hnací buben pásového dopravníku
B – šířka pásu. Vypuklý tvar má udržet pás ve střední poloze

drátěné – jsou utkány nebo spleteny z ocelových drátků. Hodí se pro dopravu horkého nebo abrazívního materiálu a tam, kde současně s dopravou probíhá chlazení dopravované látky.

Bubny jsou hnací, vratné, vodicí (odváděcí) a napínací (*obr. 68*). Ke zvětšení součinitele tření pro přenos hnací síly se hnací bubny opatřují vhodným povlakem (*tab. 17*, *tab. 18*).



Obr. 69. Podpěrné válečky
a) s nehybnou osou *1*, *2* – labyrintová ucpávka;
b) s otočnými čepy s víčkem *3*, *4* – stojan, *5* – těsnění Gufero



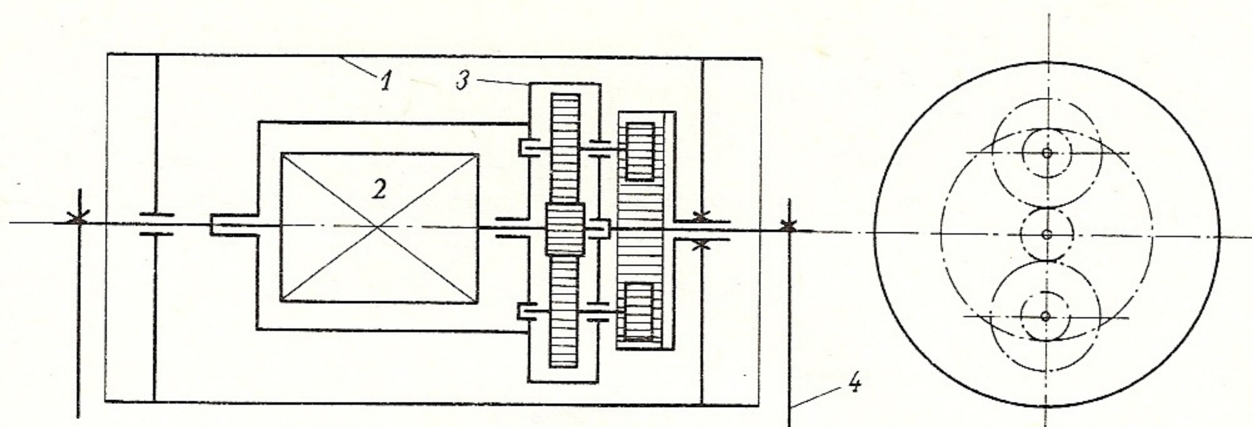
Obr. 70. Tříválečková stolice pro korýtkový pás
1 – horní válečky, *2* – dolní válečky

Podpěrné válečky musí být vyváženy, ložiska bývají většinou kuličková, dobře utěsněná proti vnikání vnějších nečistot (*obr. 69*).

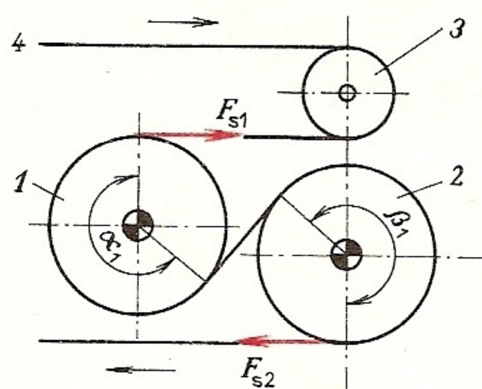
Sada válečků s uložením tvoří *válečkovou stolici* (*obr. 70*).

Vzdálenost stolic bývá 1 až 1,5 m, pro nezatíženou větev dopravníku může být dvojnásobná.

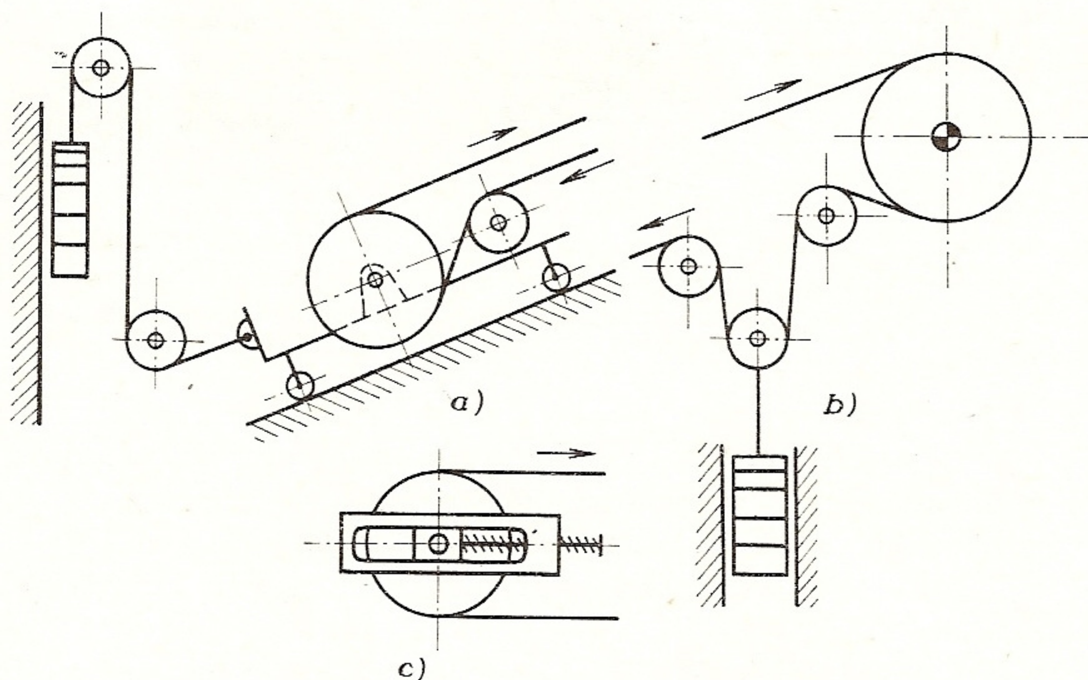
Poháněcí stanice (*obr. 67*) bývá nejčastěji na nejvyšším místě dopravníku včetně převodovky. Tam, kde se šetří místem, je vhodný *elektrický buben* (*obr. 71*). U šikmých a lomených dopravníků musí být v ústrojí stavěcí brzda. U dopravníku pro



Obr. 71. Elektrický buben
1 – buben, *2* – elektromotor, *3* – převody s planetovým soukolím, *4* – stojan



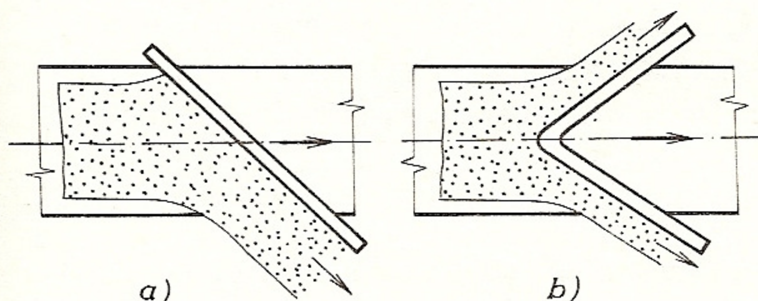
Obr. 72. Dvoububnový pohon pásu
1, 2 – hnací bubny, *3* – vodicí buben, *4* – pás; celkové opásání $\alpha = \alpha_1 + \beta_1$



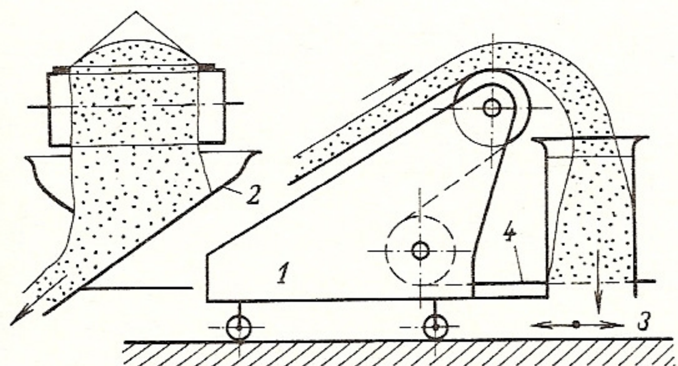
Obr. 73. Napínání pásu
a) závažím na dolním konci, *b*) závažím za hnacím bubnem, *c*) šroubem

velkou dopravní vzdálenost nestačí k přenosu velké hnací síly tření na jednom bubnu, je nutno použít pohonu dvoububnového (*obr. 72*).

Napínací stanice má napínací buben v posuvných ložiskách. Napínání se provádí šroubem, závažím, navíjedlem (*obr. 73*) nebo i pružinami.

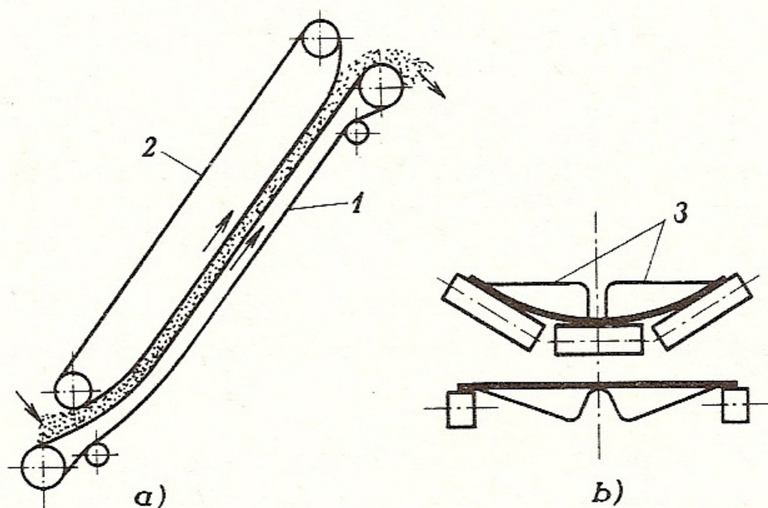


Obr. 74. Shrnovače
a) jednostranný, *b*) oboustranný



Obr. 75. Shazovací vozík
1 – vozík, *2* – výsypka se skluzem,
3 – přestavování vozíku,
4 – dopravní pás

Nakládací stanice má vhodnou násypku, aby materiál správně dopadal na pás. *Odváděcí stanice* zajišťuje přepadávání materiálu na vhodném místě. Je-li nutno odběr měnit, lze použít *jednostranného* nebo *oboustranného shrnovače* (*obr. 74*) nebo i *shazovacího vozíku* (*obr. 75*). Vozík pojíždí po kolejnicích podél dopravníku a vytváří na libovolném místě přepad.



Obr. 76. Strmé pásové dopravníky
a) pásový dopravník s přítlačným pásem: *1* – dopravní pás, *2* – přítlačný pás;
b) průřez dopravníkem s pryžovými příčkami: *3* – pryžové příčky

Pojízdné a přenosné pásové dopravníky se používají převážně při přepravě materiálu na kratší vzdálenosti tam, kde dochází k častým změnám nakládacích a vykládacích míst, popř. sklonu a směru toku materiálu (viz ČSN 26 3210).

Dálkové dopravníky dopravují velká množství horniny nebo skrývky na místo skládky nebo do závodu na zpracování (např. uhlí v povrchových dolech). Dopravní vzdálenost bývá i několik kilometrů, šířka pásu až 2,5 m a rychlost až $5\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$.

Strmé pásové dopravníky mají pás opatřený příčkami proti sklouzávání materiálu nebo je u nich kromě dopravního pásu použito ještě pásu přítlačného (*obr. 76*).

2.3.2 Výpočet pásového dopravníku

Nejprve je nutno vypočítat objemový a hmotnostní průtok. Potom se zvolí vhodný dopravník s rovným nebo korýtkovým pásem podle *obr. 67* a podle *tab. 15, 16, 19* a *20.*

Dále postupujeme tzv. zkráceným výpočtem podle ČSN 26 3102.

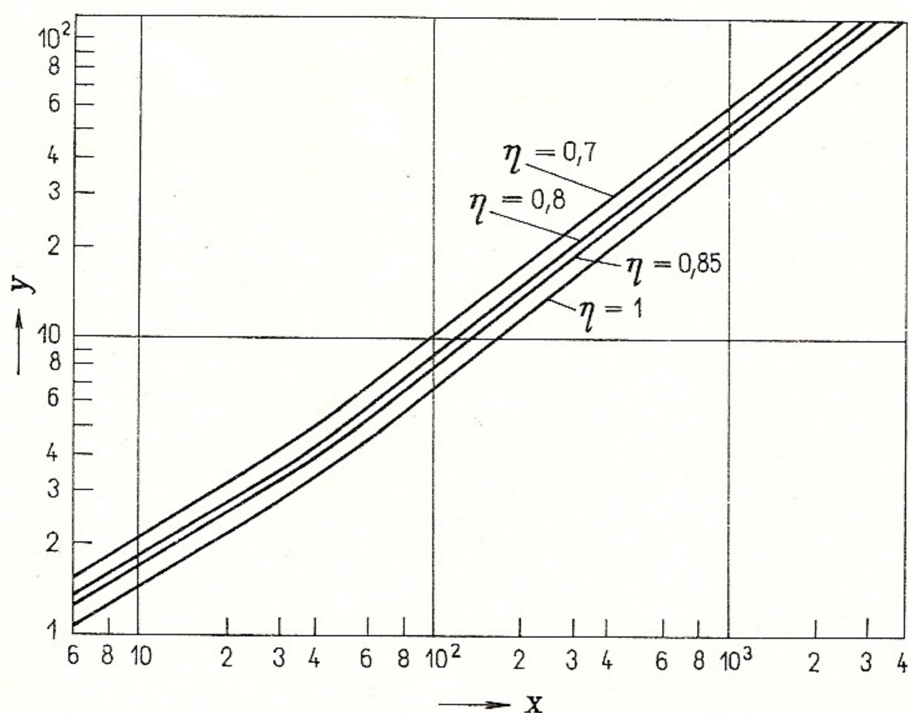
Tíha dopravovaného materiálu na 1 m délky pásu:

$$q_1 = S\,.\,\varrho\,.\,g = Q_m\,.\,\frac{g}{v} \quad (\mathrm{N\,.\,m^{-1}}).$$

Tíha pásu délky 1 m:

$$q_2 = m_2\,.\,g = B\,.\,m'_2\,.\,g \quad (\mathrm{N\,.\,m^{-1}}),$$

kde m'_2 je hmotnost pásu o délce a šířce 1 m v $\mathrm{kg\,.\,m^{-2}}$ (*tab. 21* a *22*); pomocná hodnota $x = L\,.\,(q_1 + q_2)\,.\,10^{-3}$ (kN).



Obr. 77. Diagram pomocných hodnot x a y (podle ČSN 26 3102)

Z diagramu na *obr. 77* se podle účinnosti poháněcí stanice η zjistí hodnota y (kN). Účinnost poháněcí stanice (spojky, převodovky, poháněcího bubnu $\eta = 0{,}9$ až 0,7.

Výkon vodorovného pásového dopravníku:

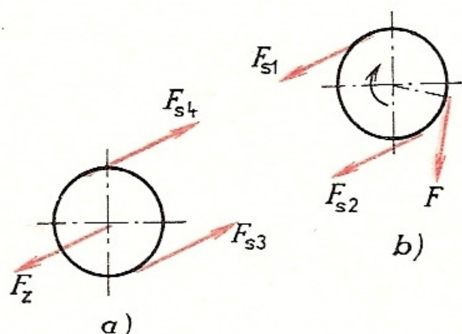
$$P_L = 10^3 y \cdot v \quad (\mathrm{W}).$$

Výkon pro překonání dopravní výšky:

$$P_Z = \pm \frac{q_1 \cdot H \cdot v}{\eta} \quad (\mathrm{W}).$$

Potřebný výkon hnacího elektromotoru:

$$P = P_L + P_Z.$$



Obr. 78. Vnitřní síly v pásu
a) na napínacím bubnu:
$F_{S3} = F_{S4}$, $F_z = F_{S3} + F_{S4}$,
b) na hnacím bubnu:
$F = F_{S1} - F_{S2}$, $F_{S1} = F_{S2} \cdot e^{f\alpha}$

Výpočet sil v pásu na hnacím bubnu (*obr. 78*).
Obvodová síla

$$F = \frac{P \cdot \eta}{v}.$$

Vnitřní síly v pásu se určí podle rovnic z mechaniky a SPS II.

Vnitřní sílu F_{S2} vyvolá napínací síla F_z:
pro pohon na přepadávacím konci dopravníku

$$F_z = 2(F_{S2} \mp q_2 \cdot H),$$

pro pohon na podávacím konci dopravníku

$$F_z = 2(F_{S1} \pm q_2 \cdot H).$$

Horní znaménko je pro dopravu dolů, dolní pro dopravu nahoru.

Při oběhu pásu přes hnací buben se pás zkracuje, koná tedy vůči bubnu relativní pohyb, tzv. plížení.

Příklad. Šikmý pásový dopravník s korýtkovým pásem šířky 800 mm dopravuje hnědé uhlí ($\varrho = 0{,}803 \ \mathrm{t \cdot m^{-3}}$, viz *tab. 20*) na vzdálenost 30 m, s dopravní výškou 5,5 m a zvolenou rychlostí pásu $v = 1{,}6 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ (viz *tab. 16*). Vypočtěte dopravovaný hmotnostní průtok uhlí, příkon motoru, síly v pásu a potřebnou napínací sílu.

1. Z *tab. 20* určíme sypný úhel $\psi = 20°$, dále z *tab. 15* a pro $B = 800$ mm určíme tříválečkovou stolici s $\beta = 30°$ a sypným úhlem $\psi = 20°$, celkový průřez náplně pásu $S = 0{,}065\ m^2$. Plochu průřezu S je možno určit také výpočtem podle *obr. 67*. Protože jde o šikmý dopravník, je nutno teoretickou plochu S násobit součinitelem k podle *tab. 23*.

Tab. 23. Součinitel k

ε (°)	0	2	6	10	16	20	24	30
k	1	0,998	0,989	0,970	0,924	0,883	0,835	0,750

Pro dopravu ve sklonu pod úhlem ε je nutno hodnoty S v *tab. 15* a *16* násobit součinitelem k.

Úhel sklonu dopravníku:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{5{,}5}{30} = 0{,}183 \Rightarrow \varepsilon = 10°\,20'.$$

Nejbližší hodnota (*tab. 23*) $\varepsilon = 10°$, tomu odpovídá $k = 0{,}97$.

2. Skutečná plocha průřezu:

$$S' = k \,.\, S = 0{,}97 \,.\, 0{,}065\ m^2 = 0{,}063\ m^2\,.$$

3. Objemový průtok:

$$Q_V = S' \,.\, v = 0{,}063\ m^2 \,.\, 1{,}6\ m \,.\, s^{-1} = 0{,}100\,8\ m^3 \,.\, s^{-1}\,.$$

4. Hmotnostní průtok:

$$Q_m = Q_V \,.\, \varrho = 0{,}100\,8\ m^3 \,.\, s^{-1} \,.\, 803\ kg \,.\, m^{-3} = 80{,}94\ kg \,.\, s^{-1}\,.$$

5. Měrné zatížení pásu:

a) tíhou materiálu:

$$q_1 = S' \,.\, \varrho \,.\, g = 0{,}063 \,.\, 803 \,.\, 9{,}81\ N \,.\, m^{-1} = 496{,}28\ N \,.\, m^{-1}\,,$$

b) tíhou pásu:

$$q_2 = B \,.\, m_2' \,.\, g = 0{,}8 \,.\, 11{,}9 \,.\, 9{,}81\ N \,.\, m^{-1} = 93{,}4\ N \,.\, m^{-1}\,;$$

z *tab. 22* pro povrchovou těžbu, lehký provoz a pás z PVC se 4 vrstvami je

$$m_2' = 11{,}9\ kg \,.\, m^{-2}\,, \qquad \sigma_{Dt} = 44\ N \,.\, mm^{-1}\,.$$

6. Pomocná hodnota $x = L \,.\, (q_1 + q_2) \,.\, 10^{-3}$ m:

$$L = \sqrt{L_h^2 + H^2} = \sqrt{(30\ m)^2 + (5{,}5\ m)^2} = 30{,}5\ m\,,$$

$$x = 30{,}5 \,.\, (496{,}28 + 93{,}4) \,.\, 10^{-3}\ kN = 18\ kN\,.$$

Z diagramu na *obr. 77* pro $\eta = 0{,}85$ odečteme $y = 2{,}3$ kN.

7. Výkon dopravníku:

a) vodorovně:

$$P_L = 10^3 y \,.\, v = 10^3 \,.\, 2{,}3 \,.\, 1{,}6\ \mathrm{W} = 3\,680\ \mathrm{W} \doteq 3{,}7\ \mathrm{kW}\,,$$

b) svisle (při zvedání):

$$P_Z = +\frac{q_1 \,.\, H \,.\, v}{\eta} = \frac{496{,}28 \,.\, 5{,}5 \,.\, 1{,}6}{0{,}85}\ \mathrm{W} = 5\,138\ \mathrm{W} = 5{,}14\ \mathrm{kW}\,.$$

8. Potřebný výkon hnacího elektromotoru:

$$P = P_L + P_Z = 3{,}7\ \mathrm{kW} + 5{,}14\ \mathrm{kW} = 8{,}84\ \mathrm{kW}\,.$$

Ze ST volíme elektromotor o výkonu 10 kW. (Otáčkám je nutno přizpůsobit převody.)

9. Síly v pásu:

a) na straně sbíhání pro úhel opásání $\alpha = 240° = 4{,}19$ rad (dva hnací bubny) a součinitel tření pro pás PVC, ocelový buben hladký, povrch vlhký až mokrý: $f = 0{,}28$ až $0{,}50$, volíme $f = 0{,}35$ (*tab. 18*).

Obvodová síla

$$F = \frac{P \,.\, \eta}{v} = \frac{11\,000\ \mathrm{W} \,.\, 0{,}85}{1{,}6\ \mathrm{m} \,.\, \mathrm{s}^{-1}} = 5\,844\ \mathrm{N}\,,$$

$$F_{S1} = \frac{F}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{5\,844\ \mathrm{N}}{e^{0{,}35 . 4{,}19} - 1} = 1\,753\ \mathrm{N}\,,$$

b) na náběžné hraně:

$$F_{S1} = F_{S2} = 1\,753\ \mathrm{N} + 5\,844\ \mathrm{N} = 7\,597\ \mathrm{N}\,,$$

c) měrné zatížení šířky pásu:

$$\sigma_t = \frac{F_{S1}}{B} = \frac{7\,597\ \mathrm{N}}{800\ \mathrm{mm}} = 9{,}5\ \mathrm{N} \,.\, \mathrm{mm}^{-1} < \sigma_{Dt}\ (\textit{tab. 22}) \text{ — vyhovuje.}$$

10. Napínací síla pro pohon na přepadávacím konci dopravníku:

$$F_z = 2(F_{S2} - q_2 \,.\, H) = 2 \,.\, (1\,753\ \mathrm{N} - 93{,}4 \,.\, 5{,}5\ \mathrm{N}) = 2\,478{,}6\ \mathrm{N} \doteq 2\,500\ \mathrm{N}\,.$$

Hmotnost potřebného závaží:

$$m_z = \frac{F_z}{g} = \frac{2\,500\ \mathrm{N}}{9{,}81\ \mathrm{m} \,.\, \mathrm{s}^{-2}} = 255\ \mathrm{kg}\,.$$

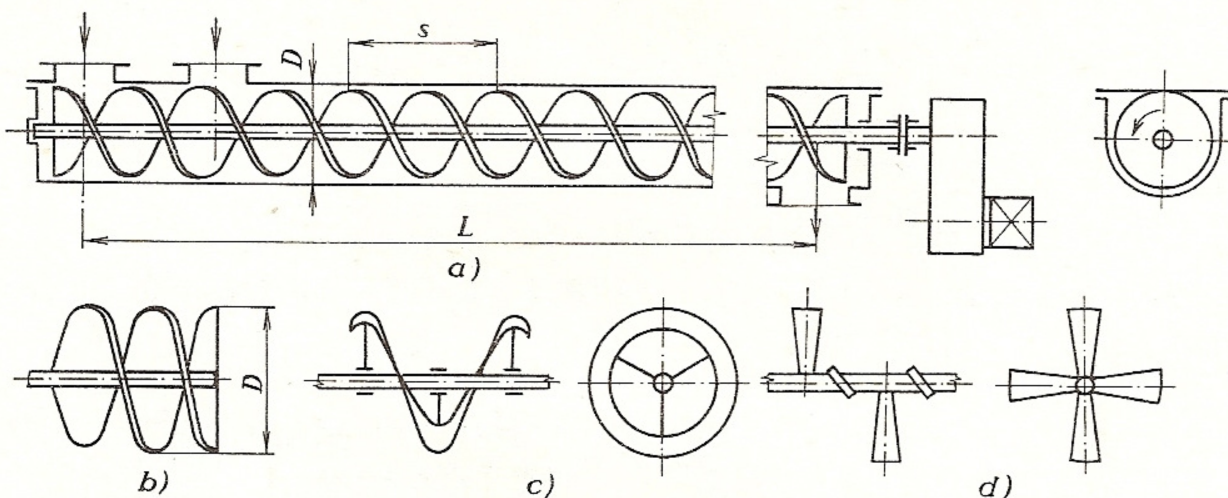
2.3.3 Další dopravníky

V *tab. 14* jsou další typy dopravníků:

Článkové dopravníky se používají nejčastěji pro dopravu těžkých, hrubozrnných,

ostrohranných a horkých materiálů na kratší vzdálenosti, dále jako dopravní prostředky v tunelových pecích.

Šnekové dopravníky (*obr. 79*) mají unášecí prostředek vytvořen jako šnek, který je vlastně šroubem a dopravovaný materiál je maticí. Intenzívnějšího promíchá-



Obr. 79. Šnekový dopravník
a) hlavní rozměry: D – průměr šneku, s – stoupání, L – dopravní délka; *b*) plný šnek; *c*) obvodový šnek pro nestejnorodý materiál; *d*) lopatkový šnek pro hrubozrnný materiál

vání se dosáhne použitím obvodových nebo lopatkových šnekovic. Je-li šnek dutý, je možno dopravovanou látku účinně chladit nebo ohřívat. Šnekové dopravníky se hodí pro jemně až středně zrnité látky, nelepivé, neabrazívní, bez většího množství vláken. Mají poměrně malou spotřebu energie a trpí velkým opotřebením součástí.

Základní parametry šnekových dopravníků:
dopravovaný objem čili objemový průtok Q_V, popř. hmotnostní průtok Q_m,
dopravní délka L,
průměr a stoupání šneku a jeho otáčky (ČSN 26 2808).
Hmotnostní průtok:

$$Q_m = 0{,}25\pi \,.\, D^2 \,.\, s \,.\, n \,.\, \varrho \,.\, \psi_1 \,.$$

Tab. 24. Součinitel plnění ψ_1 u šnekového dopravníku
Výběr z ČSN 26 2802

Materiál	Součinitel odporu μ	Součinitel plnění ψ_1
Drobný koks, hrubozrnné vápno	4 až 5	0,16 až 0,25
Cement, popílek	3,2 až 4	0,2 až 0,32
Drobné uhlí, cukr	2,5 až 3,2	0,25 až 0,4
Mouka, obilí, piliny	2 až 2,5	0,32 až 0,5

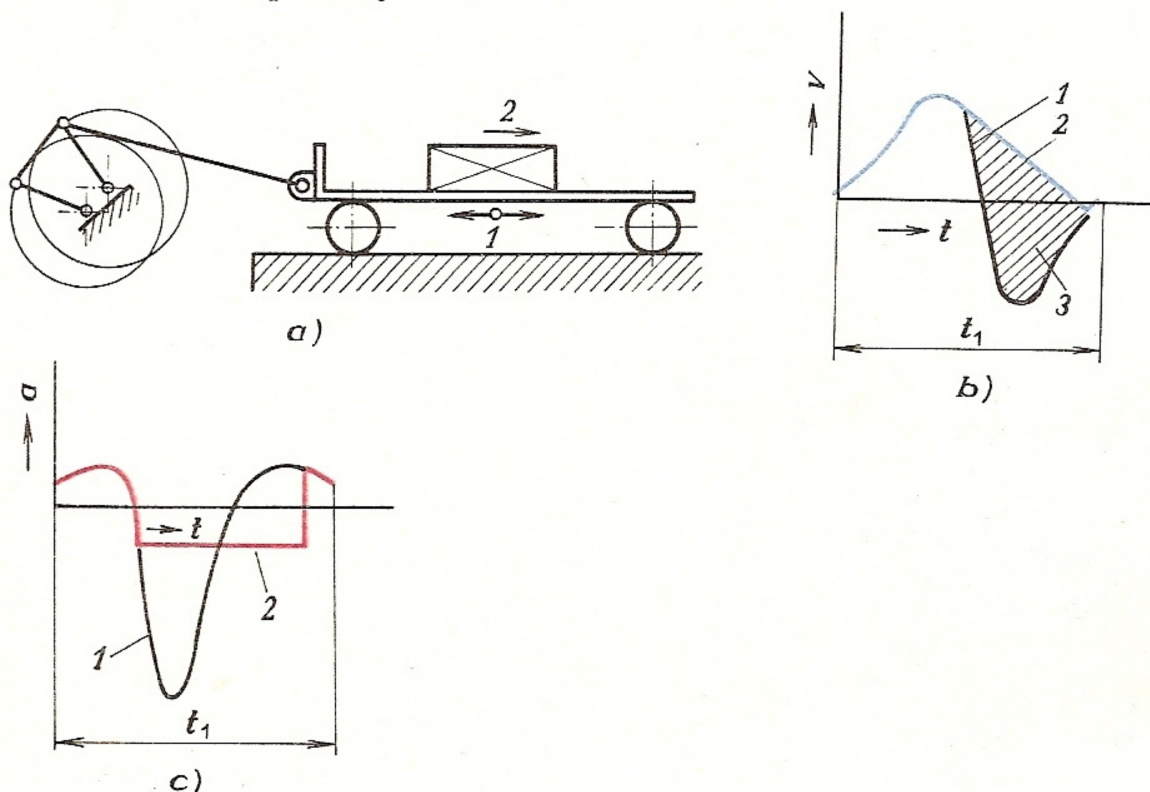
Průměr šneku D musí být alespoň pětinásobek největšího rozměru zrna a bývá 0,1 až 1,25 m. Stoupání s bývá $0{,}8D$, tj. 0,08 až 1 m, otáčky n bývají 0,2 až 8 s^{-1} (nižší otáčky pro větší průměr).

Sypná hmotnost ϱ se určí z *tab. 20*, součinitel plnění ψ_1 je v *tab. 24*.

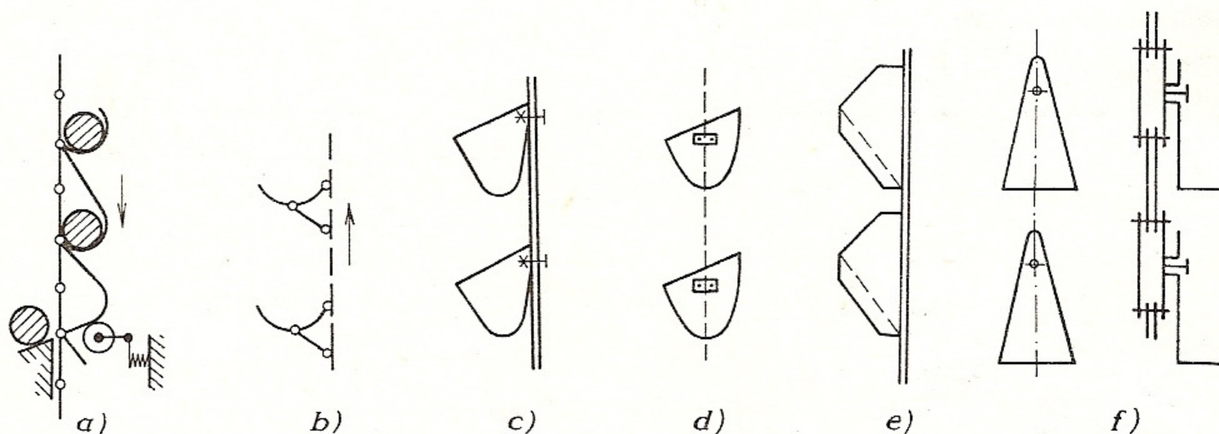
Výkon hnacího motoru

$$P = \mu \,.\, Q_m \,.\, L \,.\, g \quad \text{(W)},$$

kde součinitel odporu μ je v *tab. 24*.

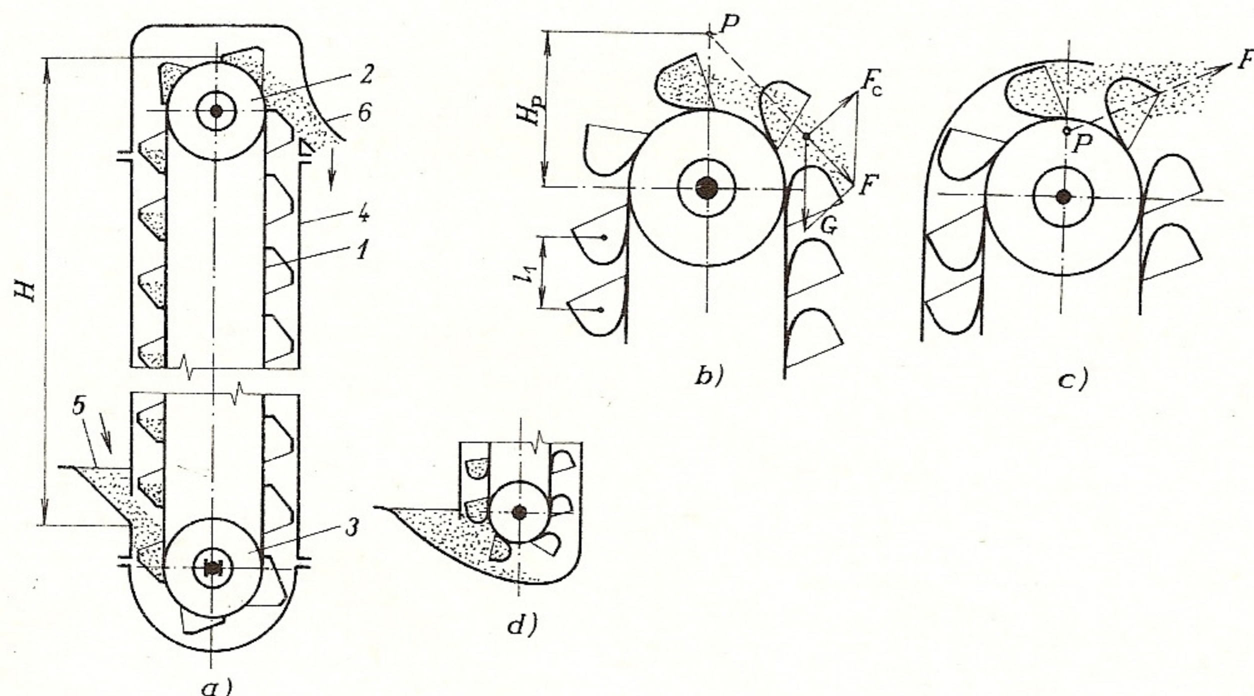


Obr. 80. Pohyblivý žlab
a) schéma: *1* – pohyb žlabu, *2* – pohyb materiálu; *b*) průběh rychlostí: *1* – pro žlab, *2* – pro materiál, *3* – dráha za 1 kmit; *c*) průběh zrychlení: *1* – pro žlab, *2* – pro materiál, t_1 je doba 1 kmitu



Obr. 81. Unášecí prostředky elevátorů
a) textilní kapsy, *b*) unášeče na řetězu, *c*) korečky na pásu, *d*) korečky na bočních řetězech, *e*) korečky s rovným dnem, *f*) výkyvné kolébky (lavečky)

Vibrační dopravníky (*tab. 14*) – nosným prostředkem je žlab nebo trubka, která vykonává kmitavý pohyb. Mezi mechanické vibrační dopravníky patří pohyblivý žlab, kde je pohyb vyvolaný dvojklikovým mechanismem s krátkou spojnicí (*obr. 80*). Pohyb žlabu vpřed se děje menším zrychlením, takže materiál je třením unášen, pohyb vzad se děje větším zrychlením, takže setrvačná síla přemůže tření a materiál proklouzne (ČSN 26 5613 aj.).



Obr. 82. Korečkové elevátory
a) schéma: *1* – tažný člen, *2* – hnací buben, *3* – napínací buben, *4* – šachta, *5* – násypka, *6* – výsypka, *H* – dopravní výška; *b*) gravitační vyprazdňování: *P* – pól vyprazdňování, H_P – výška pólu, F_c – odstředivá síla, *G* – tíha, *F* – výslednice, l_1 – rozteč korečků; *c*) odstředivé vyprazdňování; *d*) – plnění nahrabáváním

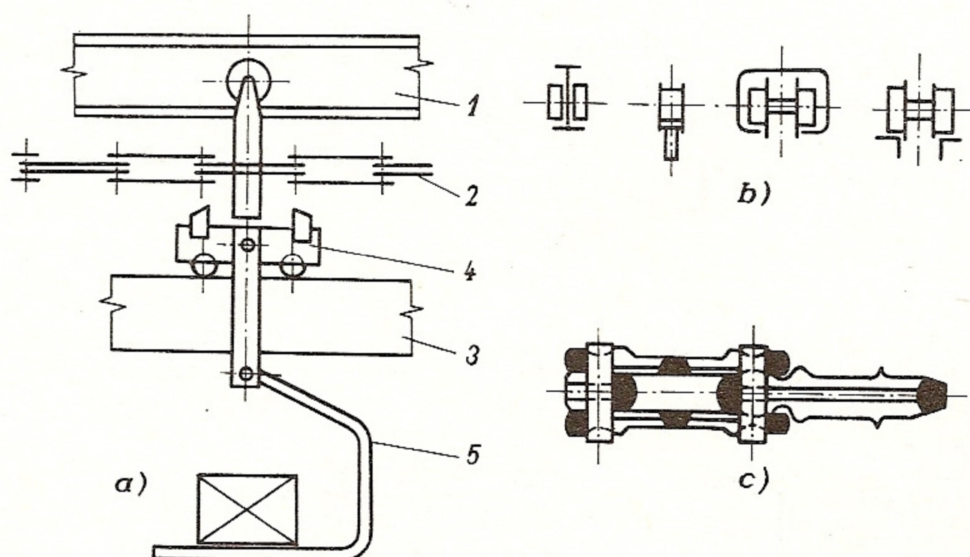
Tab. 25. Součinitel plnění pro korečkový elevátor
Výběr z ČSN 26 2002

Materiál	Hustota ϱ (t . m^{-3})	Součinitel plnění ψ_2	Doporučená rychlost v (m . s^{-1})
Hnědouhelné brikety	0,8	0,6 až 0,8	0,8
Cement	1,1 až 1,6		1,0 až 1,25
Surový cukr	0,9 až 1,1		1,25
Dřevěné piliny	0,2		1,6
Pšenice	0,8 až 0,84		2,5
Železná ruda	2 až 3		0,5
Černé uhlí drobné	0,7 až 0,8		1,25
Těžné uhlí	0,9 až 1		0,5

Elevátory (*tab. 14*) jsou dopravníky pro svislou nebo strmou dopravní trasu. Unášecí prostředky mohou mít různé tvary (*obr. 81*). Největší význam mají korečkové elevátory (*obr. 82*), jejichž objemový průtok je:

$$Q_V = V_1 \,.\, \psi_2 \,.\, \frac{v}{l_1},$$

kde V_1 je objem korečku (m^3),
ψ_2 – součinitel plnění (*tab. 25*),
v – rychlost ($m \,.\, s^{-1}$) podle druhu dopravovaného materiálu (*tab. 25*),
l_1 – rozteč korečků (m).



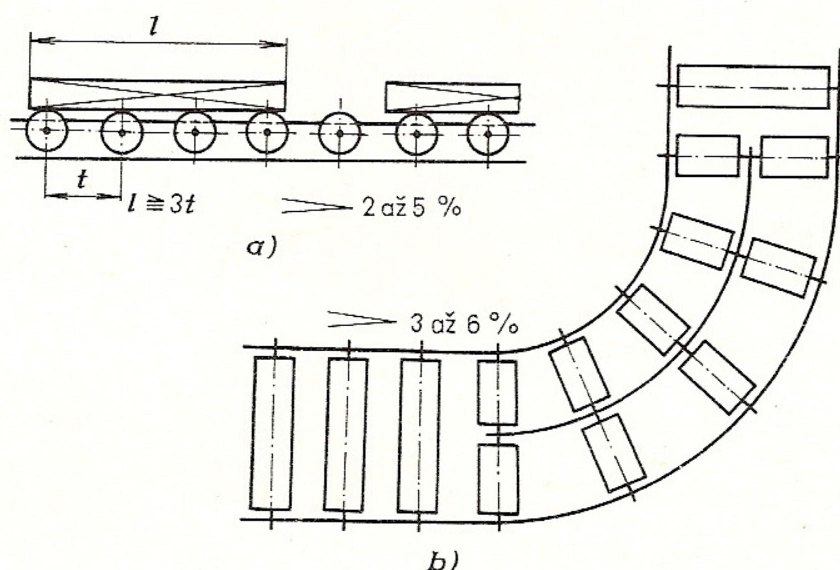
Obr. 83. Závěsový dopravník
a) schéma dvoudráhového dopravníku: *1* – dráha kladky, *2* – řetěz, *3* – dráha vozíku, *4* – závěsný vozík, *5* – závěs; *b*) druhy závěsových drah; *c*) schéma řetězu

Vozíkové a závěsové dopravníky (*tab. 14*) se často používají k mezioperační a meziobjektové dopravě rozpracovaných výrobků při hromadné výrobě. Během dopravy může probíhat i technologický proces (sušení, namáčení, stříkání apod.). Rychlost dopravy může být stálá, proměnlivá i přerušovaná (taktový chod). Výhodou je, že tyto závěsové dopravníky nezabírají podlahovou plochu (*obr. 83*).

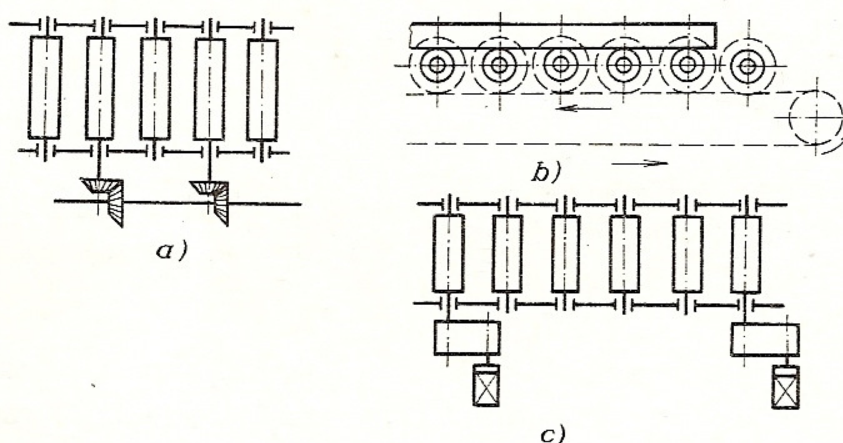
2.3.4 Ložné tratě a podávače

Ložné tratě jsou zařízení pro plynulou nebo přerušovanou dopravu převážně kusových materiálů. Materiál je přepravován buď rotací unášecího prostředku (válečku), nebo skluzem (*tab. 14*). Nejčastější je válečková trať (*obr. 84*), kde dopravované předměty musí mít rovnou základnu o délce rovné aspoň třem roztečím válečků. Poháněná válečková trať je na *obr. 85*.

Podávače jsou zařízení pro rovnoměrné podávání určeného množství materiálu (*tab. 14*). Jako podávače mohou tedy sloužit i některé přizpůsobené typy dopravníků. Velmi často se používá redlerů (*obr. 86*). Jiný typ podávačů může být konstruován jako rotor, nazývaný turniket (*tab. 14*).



Obr. 84. Gravitační válečková trať
a) se sklonem 2 až 5 %, t – rozteč válečků, l – délka přepravovaného předmětu; *b*) obloukový úsek

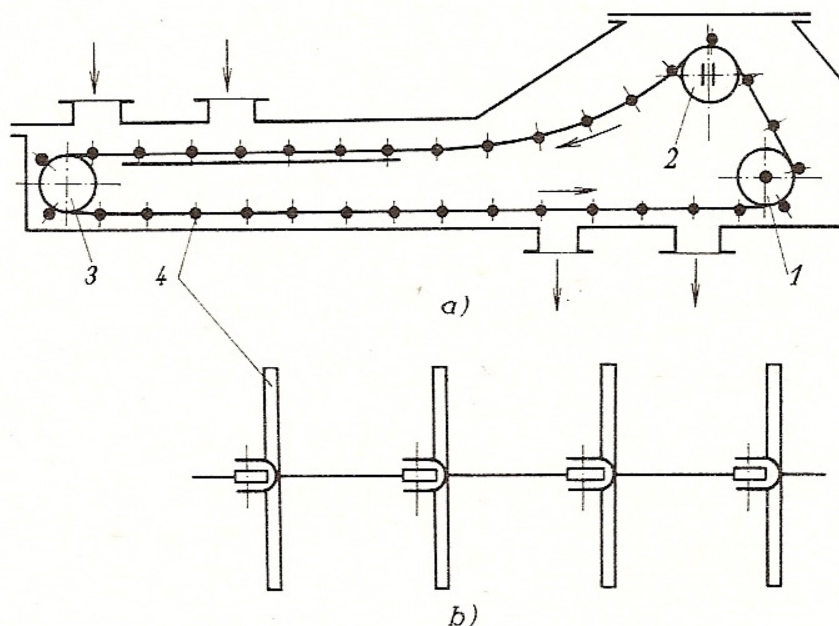


Obr. 85. Poháněná válečková trať
a) pohon některých válečků společným hřídelem a kuželovým soukolím, *b*) pohon válečků řetězem, *c*) samostatný pohon některých válečků

2.3.5 Provoz dopravních zařízení

Vzhledem k velkému počtu dopravníků, ložných tratí i podávačů musí předpisy pro provoz, údržbu a opravy odpovídat příslušným ČSN, jejichž seznam je na konci učebnice. Každé dopravní zařízení však musí být dostatečně pevné, tuhé a stabilní. Nebezpečná místa je nutno označit barevně a zabezpečit je krytem nebo ohradou.

Obsluhovat dopravní zařízení smějí jen osoby duševně a tělesně způsobilé, které jsou pro jednotlivá pracoviště prokazatelně teoreticky a prakticky vyškoleny a jsou obsluhou zařízení jmenovitě pověřeny.



Obr. 86. Redlerový podávač
a) schéma: *1* – hnací buben, *2* – napínací buben, *3* – vratný buben, *4* – unášeč;
b) řetěz s unášeči (redler). Vrstva dopravovaného sypkého materiálu je vyšší než unášeče, proto se také tento dopravník nazývá s ponořenými unášeči

Při objednávce dopravního zařízení je nutno navrhnout přibližný typ a tyto hlavní parametry:

objemový průtok Q_V, popř. počet kusů dopravovaných za jednotku času,

sypnou hmotnost materiálu ϱ a sypný úhel ψ, nebo rozměry jednoho kusu a jeho tíhu,

dopravní rychlost v,

skutečnou délku dopravníku a jeho svislou výšku,

zatížení dopravníku na 1 m délky,

popř. také šířku hlavního dopravního orgánu a jeho hrubé rozměry, hlavní údaje o pohonu, elektromotoru a objem korečku.

Součástí dopravního zařízení je zpravidla tato dokumentace v jednom vyhotovení:

strojní karta podle ON 26 0012,

návod k obsluze a provozní předpisy, seznam náhradních dílů, popř. další předem sjednané doklady a dokumentace.

Při provozu dopravních zařízení je zvláště nutno:

1. Kontrolovat, aby se zařízení používalo jen pro ten účel a podmínky, pro které bylo konstruováno.

2. Zajistit pravidelné čištění, mazání, odbornou údržbu a opravy a stanovit potřebné lhůty; nejčastěji je třeba vyměňovat válečky.

3. Zajistit včasné odstranění všech zjištěných závad.

4. Zavést provozní deník, v němž musí být záznamy o provozu, čištění, závadách, údržbě a opravách dopravního zařízení.

Zejména je zakázáno:

1. přivádět materiál na zastavený dopravník (až na výjimky),

2. uvádět do chodu zatížený dopravník (až na výjimky),

3. přetěžovat dopravník a provádět jakékoli opravy nepověřenou osobou, ručně pomáhat chodu dopravníku,

4. pohybovat se kolem dopravníku bez řádného osvětlení.

Doprava osob se uskutečňuje převážně jen na dvou typech dopravních zařízení, a to: článkovým dopravníkem, jehož články jsou upraveny na tvar stupňů, tj. pohyblivé schodiště, dále lanovými dopravníky, kde unášecím prostředkem jsou oběžná lana (visuté lanovky, lyžařské vleky apod.).

Výrobu dopravních zařízení v ČSSR zajišťuje převážně Transporta, n. p., Chrudim a Břeclav, pro doly je vyrábí Ostroj, k. p., Opava.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pásový dopravník s rovným pásem má dopravovat na vzdálenost 50 m a do výšky 10 m drcený kámen, $Q_m = 250\,\mathrm{t\,.\,h^{-1}}$ (z *tab. 20* je $\varrho = 1{,}5\,\mathrm{t\,.\,m^{-3}}$) a $\psi = 30°$. Určete průřez vrstvy, šířku pásu a výkon elektromotoru.
2. Kterých dopravníků lze použít pro velký úhel stoupání?
3. Proč je nutno pás dopravníků napínat?
4. Je dovoleno dopravovat dopravním pásem osoby?
5. Jaký je rozdíl mezi dopravníky, ložnými tratěmi a podávači?
6. Jaká dokumentace je nutná u dopravních zařízení?
7. Vypočítejte hlavní parametry vodorovného šnekového dopravníku na drobný koks o délce $L = 1\,\mathrm{m}$ a objemovém průtoku $Q_V = 50\,\mathrm{m^3\,.\,h^{-1}}$. (Z *tab. 20* je $\varrho = 0{,}5\,\mathrm{t\,.\,m^{-3}}$, z *tab. 24* $\psi_1 = 0{,}2$, $\mu = 4{,}5$. Volíme stoupání šneku $s = 0{,}8D$, otáčky $n = 3\,\mathrm{s^{-1}}$.)
8. Vypočítejte objemový a hmotnostní průtok korečkového elevátoru na dopravu železné rudy. Objem korečků $V_1 = 0{,}1\,\mathrm{m^3}$ a jejich rozteč $l_1 = 0{,}3\,\mathrm{m}$. (Volíme $\psi_2 = 0{,}7$ – *tab. 25*, $v = 0{,}5\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, $\varrho = 2\,\mathrm{t\,.\,m^{-3}}$.)

2.4 Manipulační prostředky

Využívání vhodných manipulačních prostředků je pro zvyšování efektivnosti a zmenšování lidské námahy ve všech oborech našeho národního hospodářství stále důležitější.

Konstrukce manipulačních prostředků je závislá na charakteru přepravovaného materiálu a výrobků, a to:

sypké látky (obilí, uhlí, písek, zemina, cement),

výrobky o velkém počtu kusů (cihly, prkna, drobné výrobky, pytle, láhve apod.),

těžká kusová břemena.

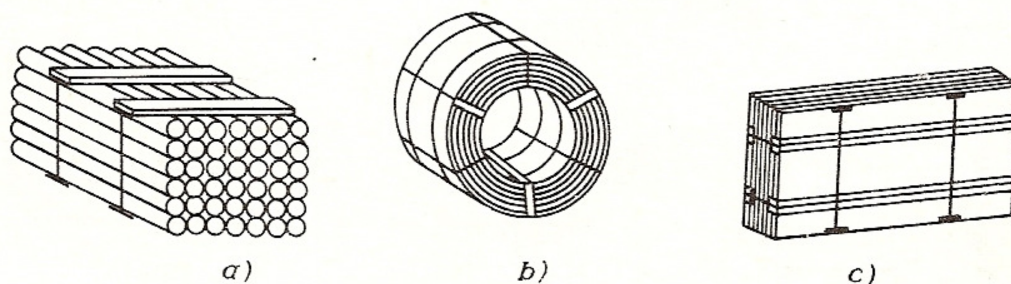
Ve strojírenství má největší význam přeprava výrobků o velkém počtu kusů (včetně mezioperační přepravy strojních součástí) a kusových břemen.

Do oblasti této přepravy můžeme zahrnout (podle ČSN 26 0002) nejen všechny dosud uvedené dopravní stroje, tj. zdvihadla, jeřáby a dopravníky, ale navíc ještě automobily všeho druhu, kolejová vozidla, lodě a letadla. Pro usnadnění této přepravy a pro další manipulaci je nutno použít prostředky, které umožňují výrobky o velkém počtu kusů nebo materiál snadno nakládat, vykládat, přemísťovat i na velké vzdálenosti (přepravní prostředky).

2.4.1 Kovové a nekovové přepravní prostředky

Přepravní prostředky, které usnadňují přepravu zboží, mohou mít různý tvar a provedení:

1. *Svazky*, které sepnou materiál nebo výrobky, např. tyčový, pásový materiál, plechy, do vhodných tvarů (*obr. 87*).



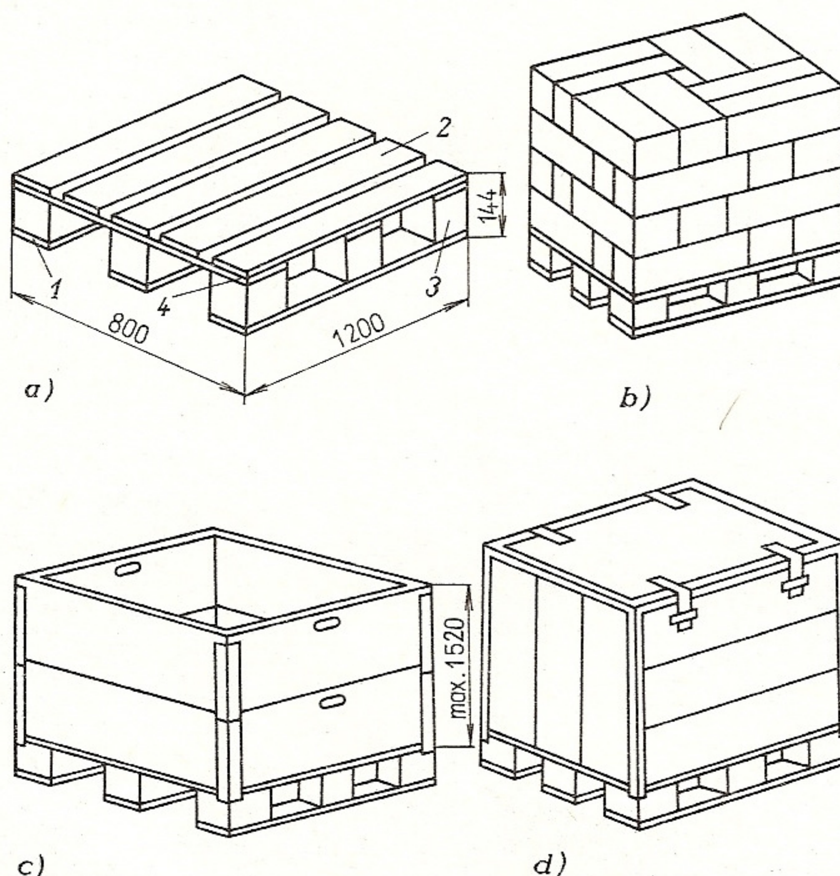
Obr. 87. Svazky
a) tyče nebo trubky, *b*) páskový materiál, *c*) plechy

2. *Palety* jsou vhodné manipulační jednotky (vlastně přizpůsobené kovové nebo nekovové bedny), které lze snadno bez dotyku lidské ruky, nejčastěji vidlicemi dopravního vozíku (*obr. 96a*), zespodu zvednout, nakládat a přepravovat. Palety mají zpravidla obdélníkový nebo čtvercový půdorys a jsou pevnostně uzpůsobeny ke kladení na sebe – tzv. stohování (*obr. 93* a *94*). Podle materiálu jsou palety dřevěné (*obr. 88*), ocelové, ze slitin hliníku a z plastů. Podle provedení a také podle účelu použití jsou palety prosté, ohradové, skříňové a sloupové (*obr. 88*). Přitom je možno konstrukčně vyřešit prostou paletu stavebnicově tak, aby se k ní daly připevnit sloupky (sloupková paleta) nebo i stěny (aspoň tři) – vznikne ohradová paleta, popř. ještě víko – skříňová paleta.

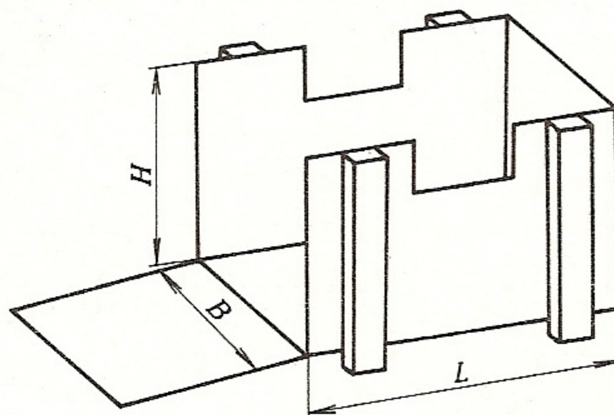
3. *Kontejnery* (*obr. 89*) jsou trvalé velké uzavřené manipulační jednotky s objemem nad 1 m^3, snadno přemístitelné z jednoho dopravního prostředku na druhý bez překládání obsahu. Jsou obvykle specifikovány pro určitý druh zboží. Pevnostně musí vyhovovat i uložení na hrany, rohy nebo kteroukoli stěnu. Každý kontejner musí snést zatížení pěti naplněných kontejnerů za dynamických podmínek dopravy na lodi, musí snést zdvihání za kterékoli rohové prvky a stěny ve všech

směrech. Způsoby zkoušení jsou v ČSN 26 9343. Velmi důležité je značení kontejnerů (*obr. 90*) a možnost jejich uzamčení s pečetí.

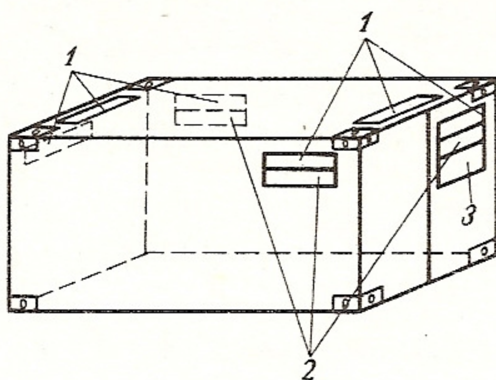
4. *Ukládací bedny* (ukládačky) jsou určeny k nakládání materiálu, skladování a k závodní, popř. i veřejné přepravě (*obr. 91*). Nejsou určeny pro nebalené potraviny. Vyrábějí se z oceli, slitin hliníku, plastů a kombinované.



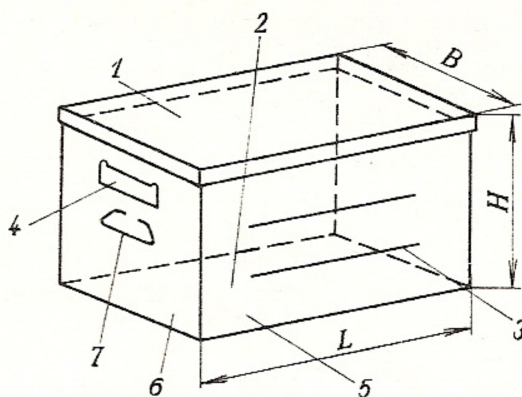
Obr. 88. Dřevěná paleta
a) prostá paleta: *1* – opěrná podlaha, *2* – ložná podlaha, *3* – špalíky, *4* – příčné svlaky. Do otvorů na spodku palety se dají vsunout nosné vidlice vysokozdvižného dopravního vozíku; *b*) skládání krabic na prostou paletu; *c*) ohradová paleta; *d*) skříňová paleta



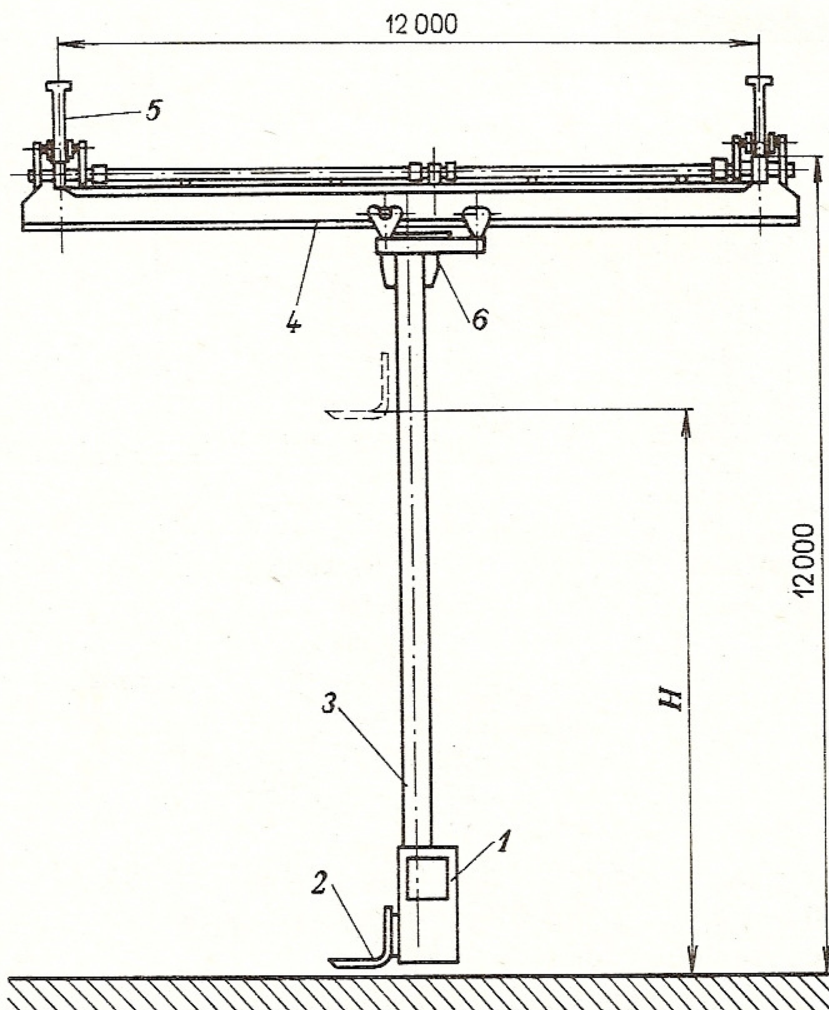
Obr. 89. Kontejner
L – délka max. 12 m, *B* – šířka max. 2,5 m, *H* – výška max. 2,5 m. Přesné rozměry v ČSN 26 9341. Není zakresleno víko se zámkem



Obr. 90. Značení kontejnerů
1 – kód vlastníka, *2* – kód země, velikosti a typu, *3* – max. brutto (hrubá hmotnost) a tara (hmotnost obalu)



Obr. 91. Ukládací bedna
1 – víko, *2* – dno, *3* – prolisy, *4* – rámeček, *5* – bok, *6* – čelo, *7* – držadlo; *L* – délka max. 600 mm, *B* – šířka max. 400 mm, *H* – výška max. 400 mm



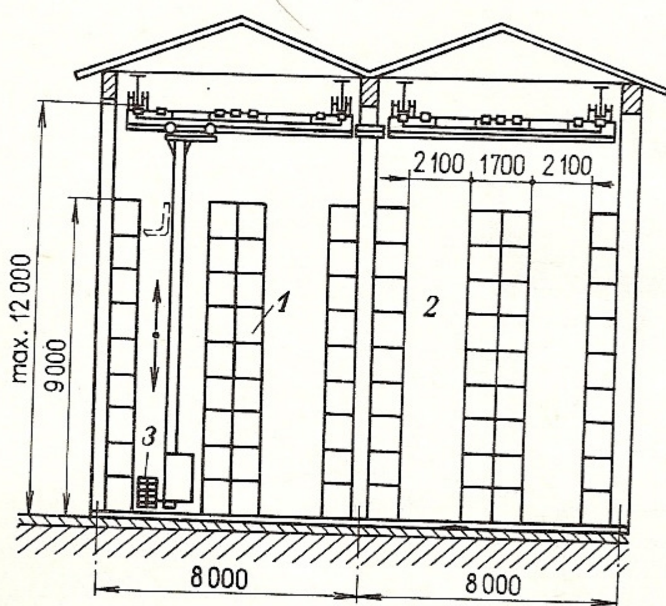
Obr. 92. Stohovací jeřáb
1 – kabina řidiče, *2* – nosné vidlice, *3* – vodicí sloup, *4* – most podvěsného jeřábu, *5* – jeřábová dráha, *6* – kočka jeřábu, *H* – výška zdvihu nosných vidlic (až 9 m)

5. *Přepravky* jsou manipulační jednotky kovové, z plastů nebo kombinované, určené k rozvážení zboží a přizpůsobené k ruční manipulaci. Jsou podobné ukládacím bednám, mívají půdorys zpravidla 400 mm × 300 mm, výšku 300 mm (patří k nim také přepravky pro láhve), největší půdorysné rozměry bývají 800 mm × × 600 mm, výška podle potřeby (ČSN 26 9302).

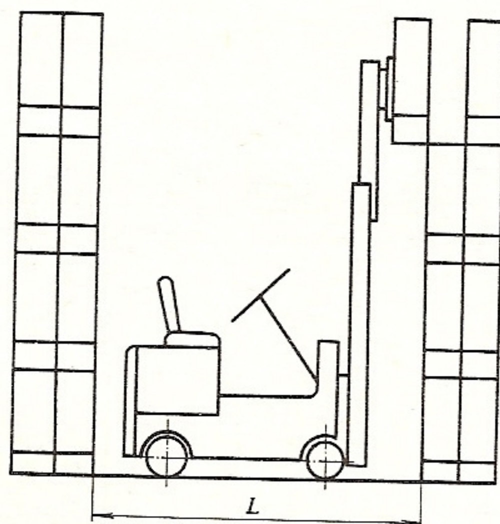
2.4.2 Paletizace, kontejnerizace, stohování

Všechny tyto způsoby mají velký význam pro zvyšování efektivnosti v přepravě a úsporu půdorysné plochy při skladování.

Paletizace je způsob vytváření vhodných manipulačních jednotek (palet), které lze snadno dopravovat mechanizačními prostředky, nejčastěji dopravními vozíky se zdvihací plošinou nebo s vidlicemi (*obr. 96*). Na sebe je možno uložit nejvíce 4 vrstvy palet.



Obr. 93. Provoz stohovacího jeřábu ve skladu
1 – regály, *2* – ulička k projíždění stohovacího jeřábu, *3* – palety k ukládání



Obr. 94. Vysokozdvižný dopravní vozík při stohování
L – šířka uličky mezi regály – musí odpovídat potřebnému montážnímu prostoru dopravního vozíku (nejméně 4 m), proto je větší než u stohovacího jeřábu

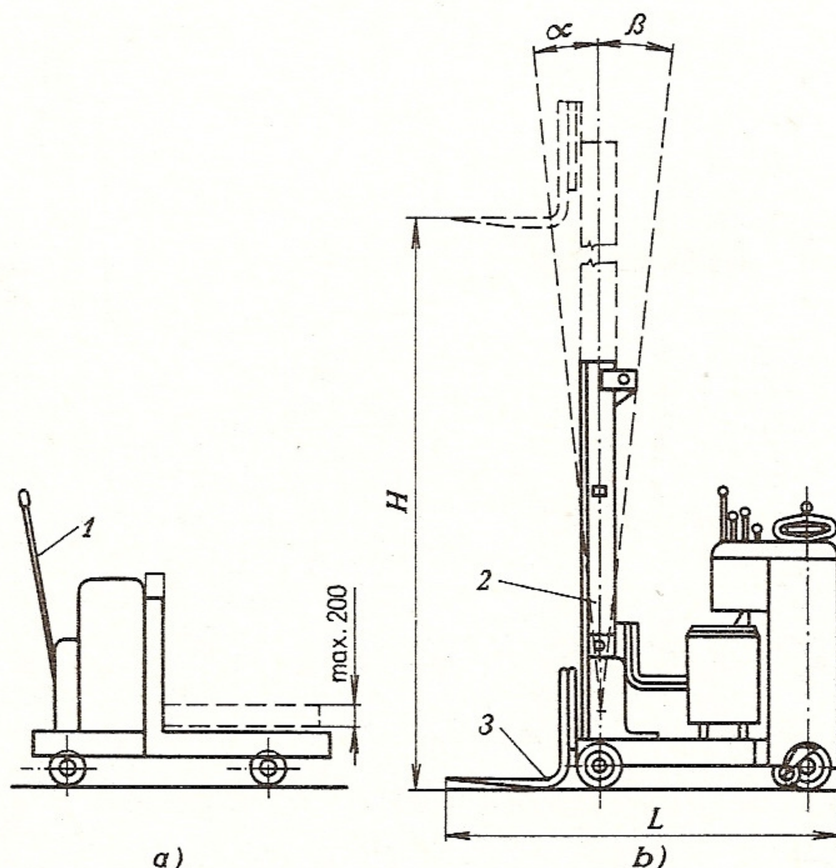
Kontejnerizace je způsob vytváření velkých manipulačních jednotek (kontejnerů), které lze snadno přepravovat mnoha různými druhy dopravních prostředků (železnicí, silničními a vodními dopravními prostředky i letadly).

Stohování je ukládání přepravních prostředků do výšky buď přímo na sebe, nebo do regálů (umožňuje skladování do ještě větších výšek). Pro stohování se používá nejčastěji dopravních vozíků přizpůsobených ke stohování (viz kap. 2.4.3), nebo stohovacích jeřábů (*obr. 92*). Výhodou stohovacích jeřábů je nezávislost na rovin-

nosti a jakosti podlahy a možnost stohování do velkých výšek při menších šířkách uliček než u dopravních vozíků (*obr. 93* a *94*).

2.4.3 Dopravní vozíky

Ve strojírenství se k manipulaci s materiálem převážně v prostorách závodu a na kratší vzdálenosti stále častěji používá bezkolejových dopravních vozíků s motorovým pohonem. Vyrábějí se sice také dopravní vozíky s ručním pojezdem i ručním zdvihem, avšak budoucnost patří motorovým dopravním vozíkům s pohonem elektrickým (akumulátorovým, méně trolejovým) nebo spalovacím motorem (zážehovým a vznětovým) s hydraulickým zdvihacím zařízením.



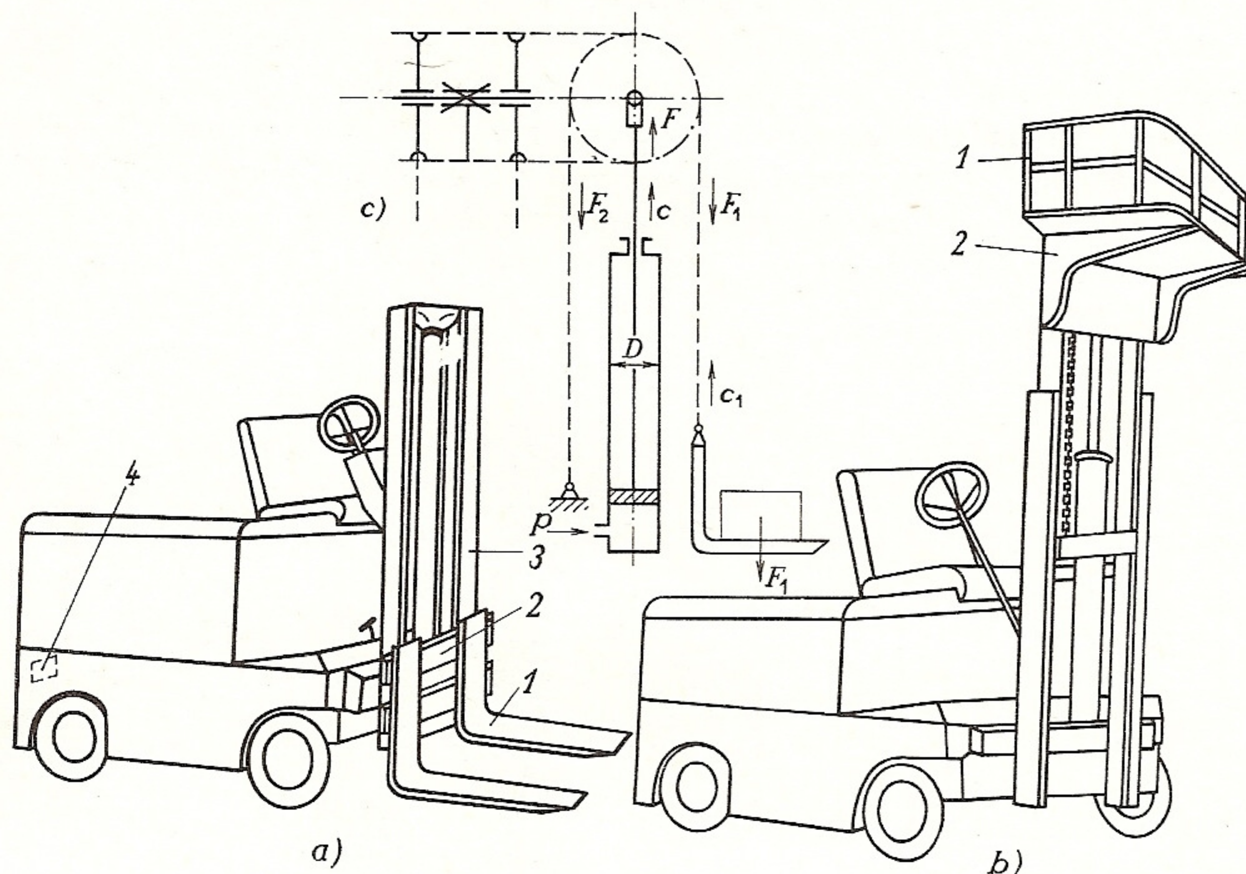
Obr. 95. Akumulátorový dopravní vozík
a) nízkozdvižný: *1* – páka k ovládání;
b) vysokozdvižný: *2* – zdvihací zařízení (lze je naklápět o úhly: α = až 5°, β = až 18°),
3 – nosné vidlice, H = 3 200 mm, L = 2 460 mm

Motorové dopravní vozíky se dělí na nízkozdvižné (*obr. 95a*) a vysokozdvižné (*obr. 95b*) a tahače přívěsů. Tahač může být kombinován s jiným typem dopravního vozíku.

Vysokozdvižné dopravní motorové vozíky mívají jako základní vybavení nosné vidlice tvaru L, obvykle v páru (*obr. 96a*). Nosné vidlice mohou být nahrazeny plošinou, jež může mít ochranné zábradlí při zdvihání osob i s nákladem (*obr. 96b*). Místo vidlice je možno na nosnou desku nasadit nosný čep, který slouží k přepravě

dutých těles, nebo lopatu k přepravě sypkého materiálu, popř. drapák k podobnému účelu nebo jeřábové rameno (*obr. 97*).

Pro usnadnění nakládání kusových břemen nebo přepravních prostředků může být použito, např. hydraulické ruky na nákladním automobilu nebo jeřábového vozíku (*obr. 98*).

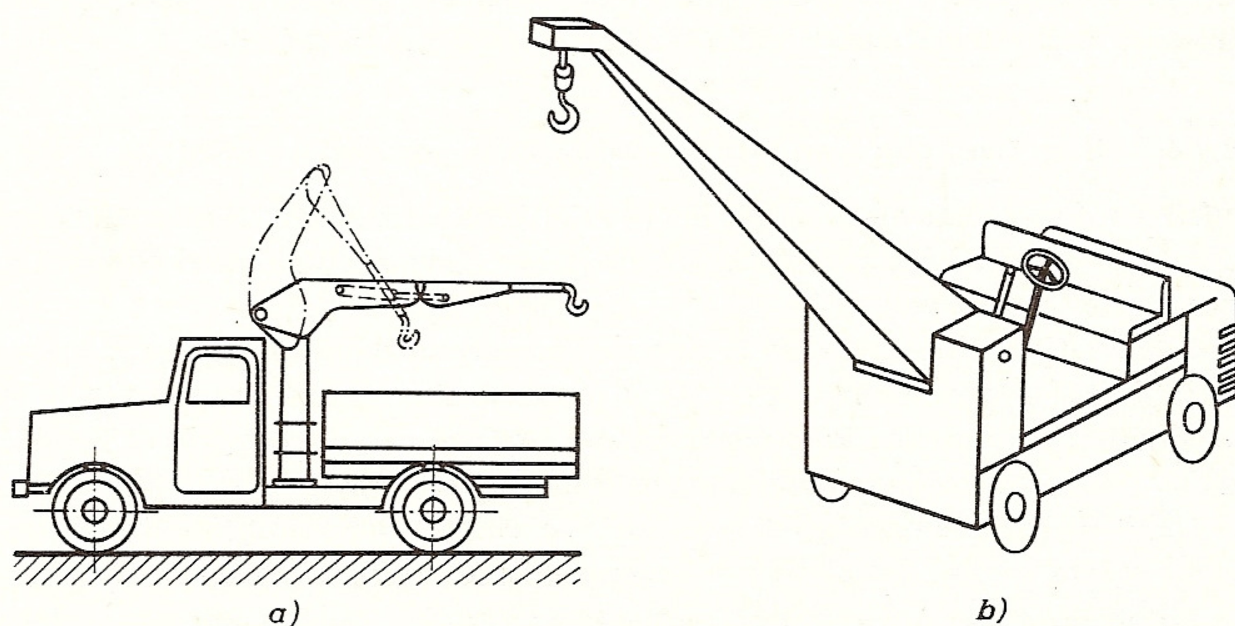


Obr. 96. Vysokozdvižný motorový dopravní vozík
a) s nosnými vidlicemi: *1* – vidlice, *2* – zdvihací deska, *3* – zdvihací zařízení, *4* – uchycení pro přívěs; rychlost zvedání až 0,5 m . s^{-1}, rychlost pojezdu vozíku až 25 km . h^{-1};
b) s manipulační plošinou: *1* – ochranné zábradlí, *2* – plošina

Základní parametry motorových dopravních vozíků (ČSN 26 8601):
nosnost (od 80 do 32 000 kg),
vyložení (od 400 do 1 250 mm),
výška zdvihu: nízká – 50 až 200 mm, vysoká – 1 600 až 10 000 mm,
rychlost zdvihu a spouštění od 0,08 do 1 m . s^{-1},
rychlost posuvu odpovídá rychlosti zdvihu a spouštění,
rychlost pojezdu závisí na druhu a použití vozíku (do 25 km . h^{-1}),
tažná síla (pro tahače) – bývá různá, např. 8 000 N,
napětí trakční baterie (u akumulátorových vozíků) obvykle 12 V.

Dopravní motorové vozíky mají výhodu proti jeřábům, že nejsou omezeny na určité pracovní pole. Vozíky se řídí volantem, u vozíků se stojícím řidičem může být řízení pákové.

Obr. 97. Speciální motorové dopravní vozíky
a) s nosným čepem, *b*) s lopatou, *c*) s jeřábovým ramenem, *d*) s drapákem



Obr. 98. Prostředky k usnadnění přepravy a nakládání kusových břemen
a) hydraulická ruka na nákladním autě, *b*) jeřábový motorový vozík

Je-li vozík vybaven plošinou pro osoby, musí být zajištěna desateronásobná bezpečnost nosných lan nebo řetězů. Zdvihací zařízení se ovládá pákami po pravé ruce, přičemž ovládací síla ručních pák bývá 20 až 80 N. Součásti určené na celou dobu provozu vozíku musí mít životnost nejméně 5 000 hodin. Je-li zdvih vyšší než 3 300 mm, je pro zachování stability vozíku nutno snižovat nosnost se stoupající výškou zdvihu.

Vysokozdvižné motorové dopravní vozíky mohou mít různá zdvihací ústrojí nosných vidlic, nejčastěji je však hydraulické.

Základní výpočet zdvihacího ústrojí dopravního vozíku (*obr. 96c*).

1. Tíhová síla F_1 břemene o hmotnosti m:

$$F_1 = m \, . \, g \, ; \qquad F_1 = F_2 \, .$$

2. Síla pístu hydraulického válce:

$$F = F_1 + F_2 = S \, . \, p \, ,$$

kde S je plocha pístu, $S = \frac{1}{4}\pi \, . \, D^2$,
D – průměr pístu,
p – tlak oleje – bývá 5 až 10 MPa.

3. Objemový průtok oleje pro hydraulický válec:

$$Q_V = S \, . \, c \, ,$$

kde c je rychlost zvedání pístu hydraulického válce, $c = \frac{1}{2}c_1$,
c_1 – rychlost zvedání břemene (bývá 0,2 až 0,8 m . s^{-1}).

4. Objemový průtok Q_V o tlaku p dodává zpravidla zubové čerpadlo, jehož výpočet je uveden v kap. 3.4.2.

Dále je možno počítat: průřez pístní tyče (namáhání na vzpěr), pevnost hnacích řetězů a profily zubů řetězky, jejich ložiska, nosný hřídel řetězek atd.

2.4.4 Bezpečnost provozu a výroba manipulačních prostředků v ČSSR

Před použitím přepravních prostředků (svazků, palet, kontejnerů, ukládacích beden a přepravek) je nutné se přesvědčit o jejich jakosti, pevnosti, stabilitě při stohování, povrchové úpravě apod.

Celistvost ohradové, skříňové a sloupkové palety se zkouší naplněním, které je o 25 % větší než je nosnost palety. Celá paleta se shora zatíží hmotností 4,5krát větší než je její nosnost. Po 5 minutách se nesmí paleta jakkoli porušit. Stabilita stohu palet se zkouší vychýlením stohu o max. výšce 4 m (tj. max. 5 palet) o 5°.

Nástavby palet se označují názvem výrobce, typem a hmotností, stohovací nosností, rokem výroby, číslem příslušné normy nebo technické podmínky.

Maximální výška stohu u palet je 4 m a ve 4 vrstvách (u palet o nosnosti 3 200 kg ve 3 vrstvách). Při stohování palet musí řidiči vysokozdvižných vozíků používat ochranné přílby a nesmějí manipulovat najednou s více než 2 paletami.

Pro zajištění bezpečnosti provozu musí být vozíky opatřeny:

pojistným zařízením proti zneužití (zámek s patentním klíčem nebo odnímatelná páka řazení),

signalizačním zařízením (zřetelný zvukový signál),

odrazkami, které upozorňují na jedoucí vozík.

Motorové dopravní vozíky lze používat jen pro předem stanovený účel a prostředí. Vozíky se spalovacím motorem se smějí pohybovat v uzavřených prostorách jen tehdy, jsou-li vybaveny účinným katalyzačním tlumičem ke snižování škodlivého účinku výfukových plynů a je-li zajištěna pravidelná a spolehlivá kontrola měření škodlivin v ovzduší, a to se souhlasem příslušného hygienika. Obsluha může být svěřena jen osobám duševně a tělesně schopným, starším 18 let, které jsou vyškolené a prakticky zaučené v řízení vozíků. Řidič vozíku nesmí ohrozit bezpečnost pracujících a je povinen odmítnout jízdu s vadným vozíkem nebo s chybně uloženým, popř. těžším břemenem než je nosnost vozíku. Stabilita vysokozdvižných vozíků se zkouší skloněním vozíku o 4 až 6 % s maximálním břemenem při maximálním zdvihu a při pojezdu s břemenem ve výšce 300 mm po podlaze o sklonu 18 % (viz ČSN 26 8806).

Při stohování do výšky větší než 1,5 m nad sedadlo řidiče se musí používat ochranný rám nad řidičem.

K zajištění spolehlivého technického stavu vozíků a bezpečnosti jejich provozu jsou nutné:

denní kontrola a obsluha (podle pokynů výrobce),

pravidelné technické prohlídky (podle podnikového řádu),

pravidelná údržba a opravy (může je provádět řidič, je-li na tyto práce zaučen, nebo osoby vyučené v příslušném oboru).

Rozsah oprav se zapisuje do evidenčního listu motorového vozíku.

Doprava osob na motorových vozících je zakázána, výjimky povoluje orgán bezpečnosti práce, na veřejných silnicích dopravní inspektorát VB. Platí velmi přísné předpisy.

Ruční manipulační prostředky vyrábí n. p. Kovo Cheb, dodává je ve všech krajských městech n. p. Technomat. Akumulátorové dopravní vozíky všech typů se vyrábějí v rámci RVHP v Bulharské lidové republice, ostatní motorové vozíky v Děčínských strojírnách, n. p., Děčín a Transportě, n. p., Chrudim.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Přiřaďte vhodné strojírenské výrobky k příslušným přepravním prostředkům podle účelu přepravy!
2. Jaký je hlavní rozdíl mezi paletizací a kontejnerizací?
3. Jaké jsou výhody motorových dopravních vozíků proti jeřábům a dopravníkům, a naopak?
4. Je možno dopravovat osoby na motorových dopravních vozících?
5. Za jakých podmínek je možno používat motorové dopravní vozíky ve výrobních halách?
6. Pro jaké podmínky a dopravované předměty jsou vhodné: a) výtahy, b) dopravníky, c) jednoduchá zdvihadla, d) jeřáby, e) motorové dopravní vozíky?
7. Jakou výhodu mají stohovací jeřáby proti motorovým dopravním vozíkům při stohování, a naopak?

8. Proveďte základní výpočet hydraulického zdvíhacího ústrojí nosných vidlic u motorového dopravního vozíku podle *obr. 96*; břemeno o hmotnosti $m = 2\,000$ kg je zvedáno rychlostí $c_1 = 0{,}5\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-1}$, pracovní tlak oleje $p = 7$ MPa.

2.5 Silniční motorová vozidla

2.5.1 Rozdělení a druhy vozidel

Silniční motorová vozidla jsou poháněna silou motoru a jsou určena pro dopravu osob a nákladů po silničních komunikacích, cestách a v terénu.

Rozdělení

1. Podle způsobu pohonu:

a) motorová vozidla poháněná vlastním motorem,

b) přípojná vozidla – nemají vlastní motor.

2. Podle rozložení kol:

a) jednostopá vozidla: motocykly, skútry, mopedy,

b) dvoustopá a vícestopá vozidla: automobily, motorové tříkolky, motorové (dopravní) vozíky, tahače (silniční a traktory), samojízdné pracovní stroje, trolejmobily (trolejbusy) a gyromobily.

Automobily jsou dvoustopá a vícestopá motorová vozidla s nejméně čtyřmi koly, s tepelným, zpravidla spalovacím motorem, pro dopravu osob nebo nákladů ve vlastním užitkovém prostoru.

Druhy automobilů podle dopravního účelu: osobní, autobusy, dodávkové, nákladní a speciální.

Hmotnost a nosnost vozidel

Pohotovostní hmotnost vozidla je pohotovostní hmotnost strojového spodku (vlastní hmotnost strojového spodku s připočtením hmotnosti: návěsného zařízení, normální výbavy, paliva a chladicí kapaliny) nebo strojového spodku s budkou (u vozidel s budkou) a hmotnost karosérie (nebo nástavby).

Celková hmotnost vozidla je pohotovostní hmotnost vozidla a hmotnost užitečného nákladu.

Užitečný náklad je hmotnost osob (včetně zavazadel) a zboží nebo jiného nákladu (např. zvláštní nebo pracovní výstroj).

Nosnost strojového spodku je hmotnost karosérie (nebo nástavby), kabiny a užitečného nákladu vozidla.

2.5.2 Pohon motorových vozidel

Silniční motorová vozidla jsou poháněna převážně spalovacími motory, které se dělí na pístové, rotační (s kruhovým pohybem pístu) a lopatkové (turbíny).

Pístové spalovací motory s klikovým mechanismem se u silničních motorových vozidel používají nejčastěji. Podle druhu paliva se dělí takto:

plynové – z důvodu složité manipulace s plynem a malé bezpečnosti při provozu se málo používají,

benzínové – pro pohon motocyklů, osobních a nákladních automobilů a autobusů,

naftové – pro pohon nákladních automobilů, autobusů a traktorů,

různopalivové – pro pohon automobilů.

Pro pohon motorových vozidel se nejčastěji používají *motory na kapalná paliva.* Kapalná paliva mají vysokou výhřevnost, snadnou skladovatelnost a při malé hmotnosti a objemu vystačí na dlouhou provozní dobu.

Motory s kroužživým pohybem pístu se vyrábějí teprve v posledních letech.

Spalovací turbíny pro pohon silničních vozidel se vyvíjejí až v posledním desetiletí, ale svými ukazateli se plně vyrovnají pístovým spalovacím motorům.

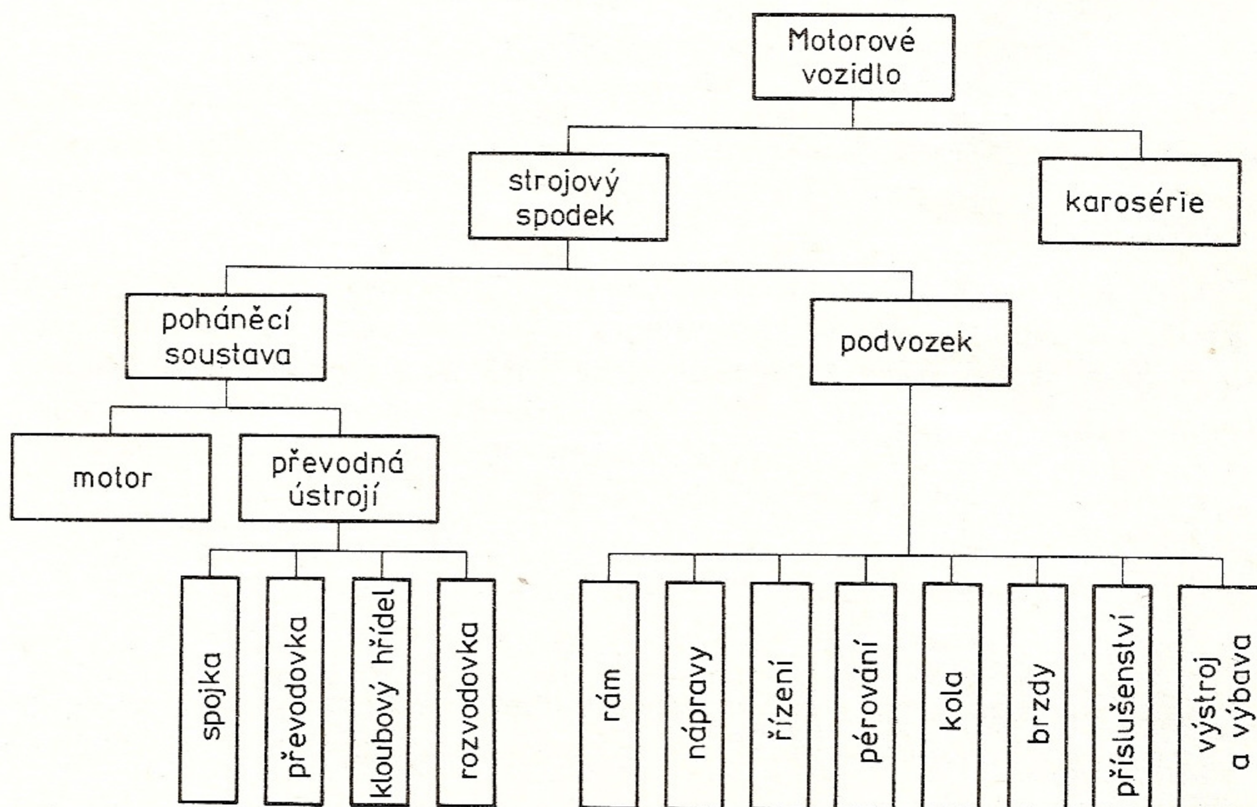
Tryskové motory. Hnací síla motoru je dána reakcí spalin vytékajících velkou rychlostí z trysek; k pohonu vozidel se pravděpodobně nebudou používat.

Jiné druhy motorů, např. elektrické nebo parní, se uplatňují málo, protože jejich pohotovost v provozu, výrobní cena, hmotnost, akční rádius a další ukazatele jsou v porovnání se spalovacími motory nepříznivé. Jejich předností je, že téměř neznečišťují životní prostředí.

2.5.3 Části vozidel

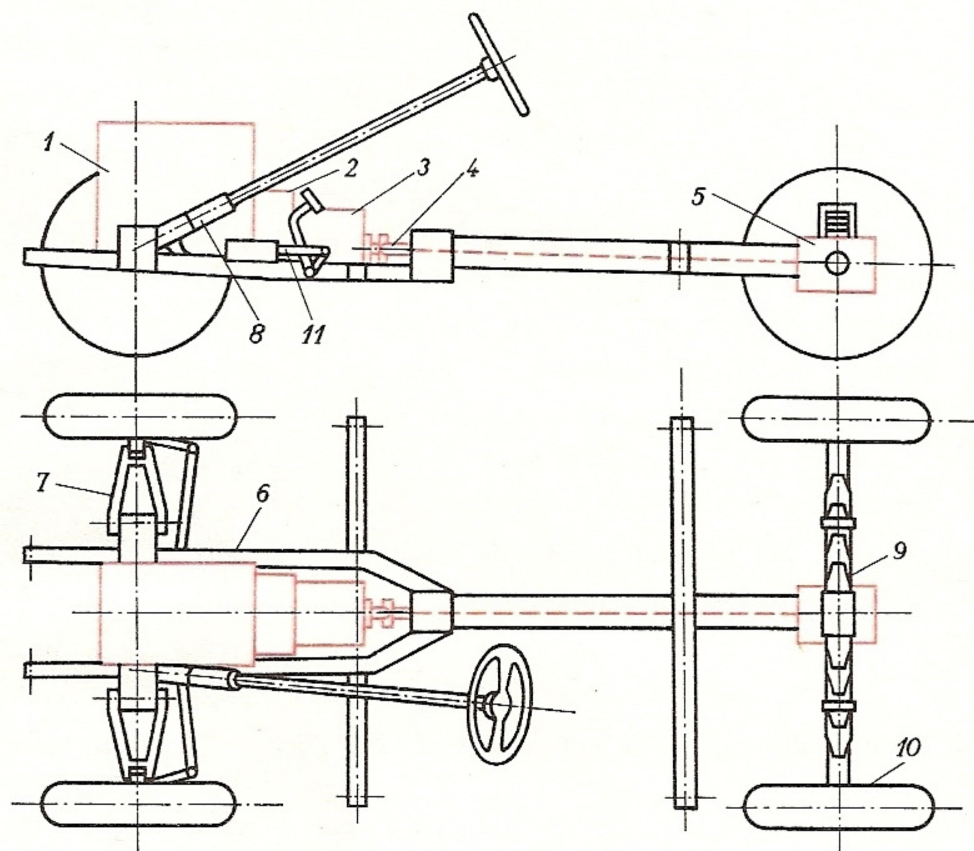
V *tab. 26* je rozčlenění motorového vozidla. Základní části spodku (šasi) jsou na *obr. 99.*

Tab. 26. Základní části silničních motorových vozidel



Motor slouží k přeměně tepelné energie v mechanickou, kterou předává převodným ústrojím. Jednotlivé druhy spalovacích motorů budou probrány v kap. 3.7.

Převodná ústrojí převádějí hnací moment motoru na hnací kola vozidla.



Obr. 99. Strojový spodek automobilu
1 – motor, *2* – spojka, *3* – převodovka, *4* – kloubový hřídel, *5* – rozvodovka, *6* – rám, *7* – náprava, *8* – řízení, *9* – pružiny, *10* – kolo, *11* – brzda

Spojka

Umožňuje dočasné vyřazení motoru ze záběru (při změně rychlostního stupně, při intenzívním brzdění a roztáčení motoru) a jeho pozvolné zařazování do záběru (pro plynulý rozjezd vozidla a plynulé přeřazování jednotlivých rychlostních stupňů).

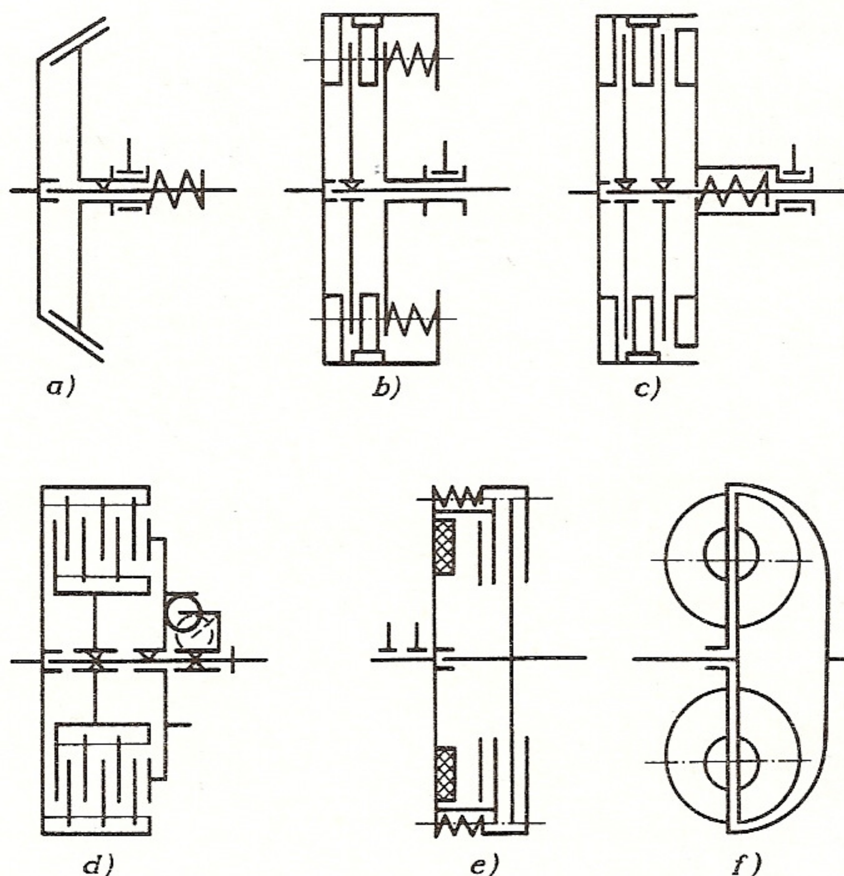
Druhy spojek (*obr. 100*):

třecí (kotoučové nebo lamelové), a to pružinové nebo odstředivé,
elektromagnetické,
kapalinové.

Převodovka

Slouží ke změně otáček mezi motorem a hnacími koly tak, aby se otáčky motoru bez zřetele na rychlost vozidla měnily jen v úzkém rozsahu. Dále musí umožňovat:

couvání vozidla,
při jízdě ze svahu brzdění motorem,
pohotovou jízdu městem,
volný chod motoru při zapnuté spojce u stojícího vozidla.



Obr. 100. Spojky
a) kuželová, *b*) jednokotoučová s obvodovými pružinami, *c*) dvoukotoučová se středovou pružinou, *d*) lamelová samočinná odstředivá, e) elektromagnetická, *f*) kapalinová

Druhy převodovek (*obr. 101*):

Podle druhu převodů: s ozubenými koly (čelní, planetové), třecí, elektrické a kapalinové měniče, hydrostatické a řemenové variátory.

Podle způsobu změny převodu: stupňové a plynulé.

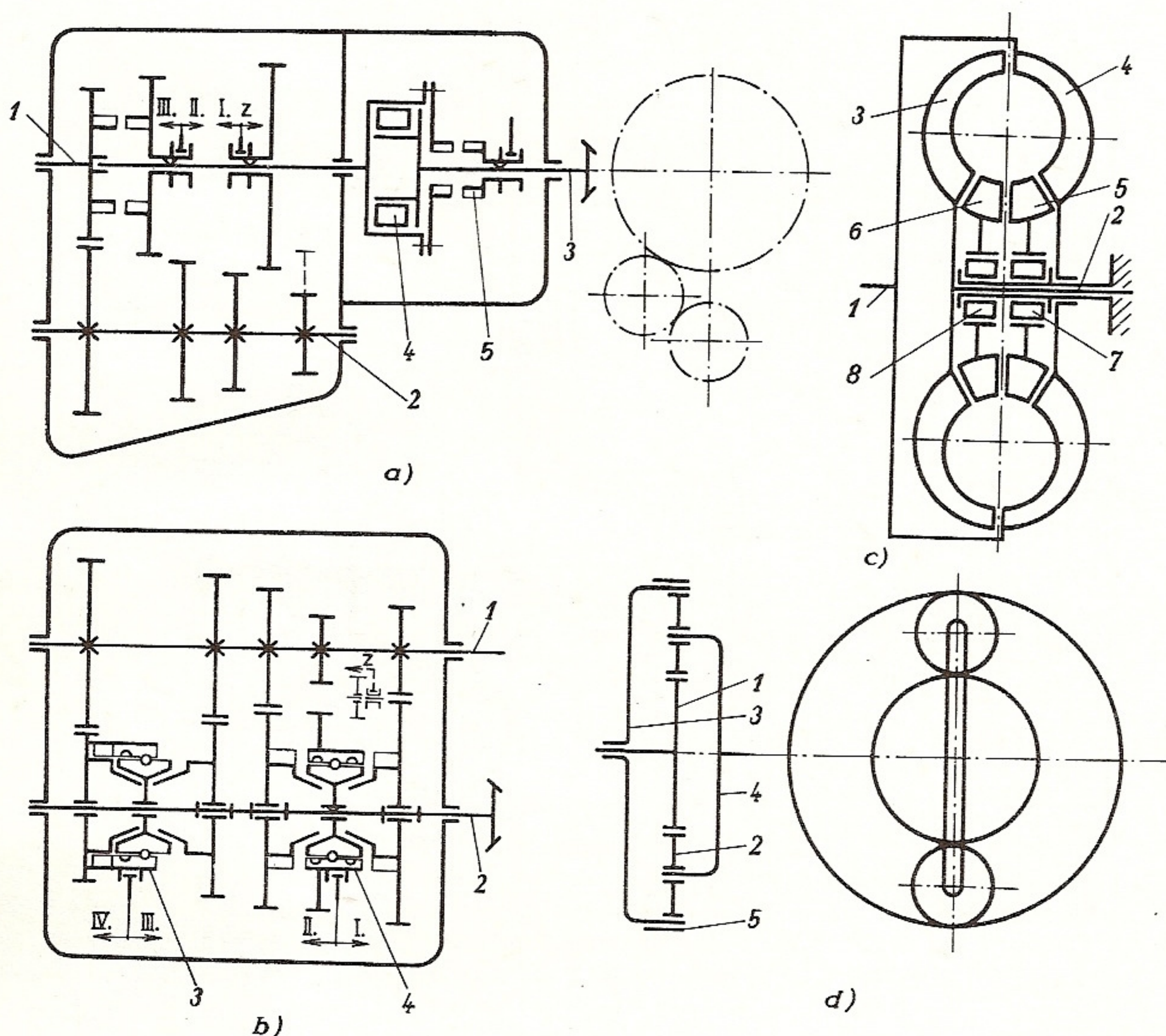
Podle způsobu řazení: s přímým řazením (ovládané řidičem), s nepřímým řazením (prostřednictvím pomocného ústrojí) a samočinné (s možností zásahu řidiče).

Synchronizace umožňuje při řazení spojení hřídelů nebo ozubených kol do záběru v převodovce zubovou spojkou i při velkém rozdílu otáček.

Volnoběžka je převodné ústrojí, které samočinně přerušuje přenos točivého momentu, jestliže má hnaná část větší otáčky než hnací; přenáší pohyb i moment jen v jednom smyslu (úspora paliva). Používá se jen u některých vozidel (poháněných dvoudobým spalovacím motorem – mazání motoru).

Spojovací a kloubový hřídel

Jsou určeny ke stálému přenosu otáček a točivého momentu od převodovky k rozvodovce. Kloubový hřídel umožňuje navíc výkyvné spojení převodovky a rozvodovky. Někdy se místo hřídelů používá ozubených kol, popř. řetězu (motocykly).



Obr. 101. Převodovky
a) třírychlostní s přesuvnými koly a volnoběžkou: *1* – hnací hřídel, *2* – předlohový hřídel, *3* – hnaný hřídel, *4* – volnoběžka, *5* – vypínací ústrojí volnoběžky; *b*) čtyřstupňová se synchronizací: *1* – hnací hřídel, *2* – hnaný hřídel, *3, 4* – synchronizační spojky; *c*) kapalinový měnič: *1* – hnací hřídel, *2* – hnaný hřídel, *3* – turbína, *4* – čerpadlo, *5, 6* – reaktory, *7, 8* – volnoběžky; *d*) planetový převod: *1* – hnací kolo, *2* – satelit, *3* – korunové kolo, *4* – unášeč, *5* – pásová brzda

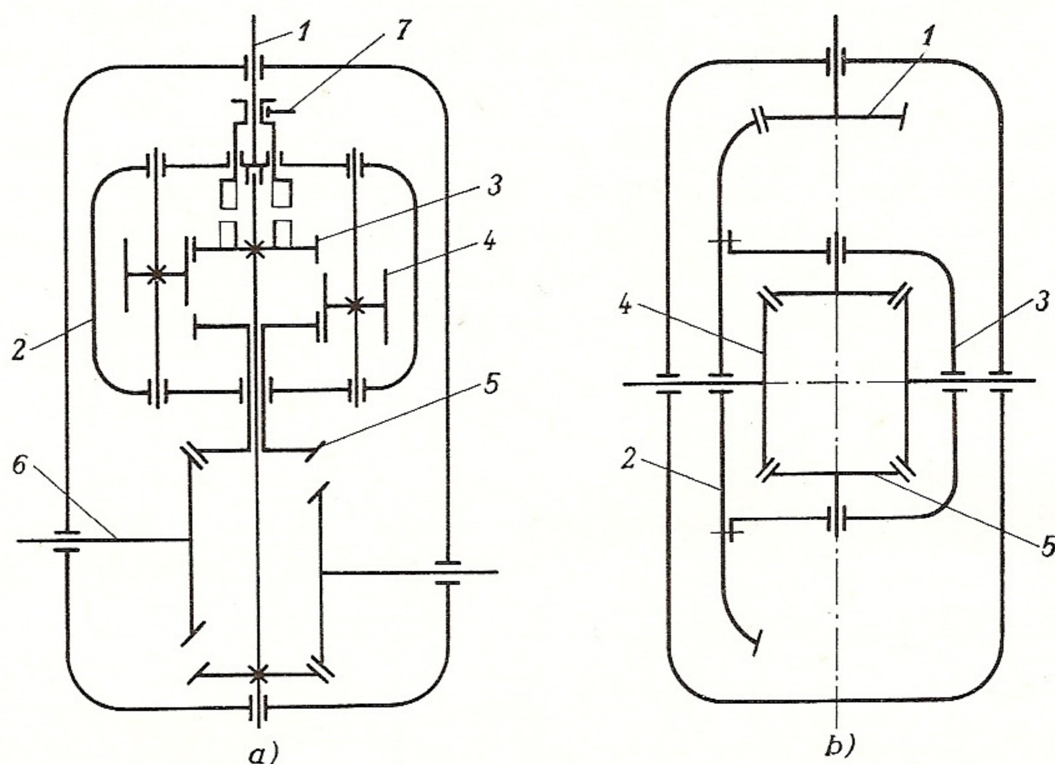
Druhy kloubových hřídelů:

s jedním kloubem – nevýhodou je proměnlivá úhlová rychlost,
se dvěma klouby – používají se nejčastěji,
se třemi klouby – jednotlivé hřídele jsou kratší.

Druhy kloubů:

kovové: křížové, věncové, kulisové, hranolové a stejnoběžné,

pružné (mají měkčí záběr a tišší chod): kotoučové, článkové, pryžové, pouzdrové a vložkové.



Obr. 102. Rozvodovky
a) s dvoustranným stálým převodem: *1* — hnací hřídel, *2* — skříň diferenciálu, *3* — planetové kolo, *4* — satelit, *5* — pastorek stálého převodu, *6* — kolo stálého převodu, *7* — závěr diferenciálu; *b)* s jednoduchým stálým převodem: *1* — pastorek stálého převodu, *2* — talířové kolo stálého převodu, *3* — skříň diferenciálu, *4* — planetové kolo, *5* — satelit

Rozvodovka

Skládá se ze stálého převodu a diferenciálu (*obr. 102*).

Stálý převod přenáší hnací moment z podélného hřídele na příčný hřídel hnacích kol. Rozděluje se takto:

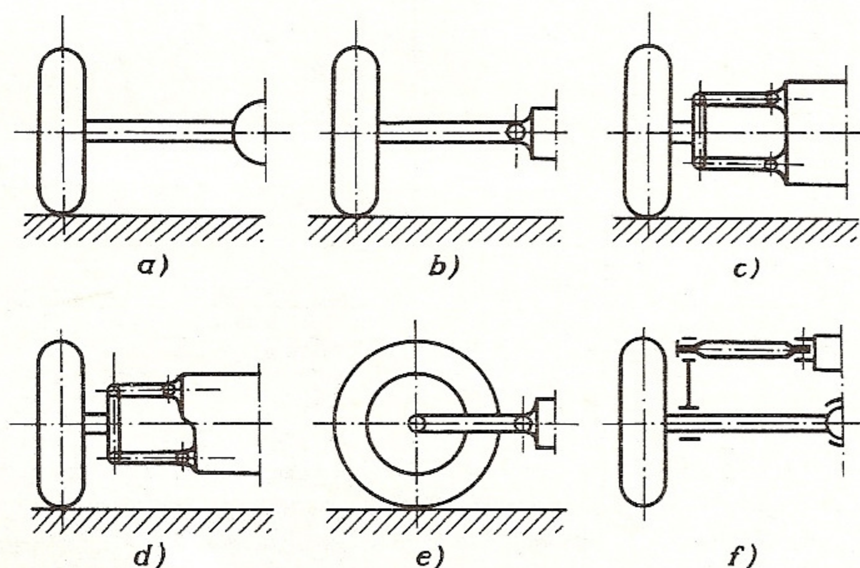
jednoduchý stálý převod,
dvoustranný stálý převod,
dvojnásobný stálý převod sloučený apod.

Pohon několika náprav se používá u třínápravových a vícenápravových vozidel pro lepší využití adheze vozidla při přenosu hnací síly. Všechny nápravy bývají poháněny, přední pohon se však zapíná jen při jízdě na kluzké vozovce nebo v terénu.

Zkrácené hnací ústrojí (bez spojovacího hřídele) vzniká, jestliže motor, spojka, převodovka a rozvodovka tvoří společný blok. Umísťuje se přímo k hnací nápravě, a to:

a) vpředu – *přední pohon.* Výhody: nižší hmotnost vozidla, bezpečnější jízda v zatáčkách, nižší vozidlo a větší zavazadlový prostor. Nevýhody: zmenšení akcelerace a stoupavosti vozidla odlehčením přední nápravy, obtížnější řízení, větší opotřebení předních pneumatik, nebezpečí blokování zadních kol při brzdění (ze svahu);

b) vzadu – *zadní pohon.* Výhody: příznivé rozdělení hmotnosti na nápravy, zvětšení adhezní síly při jízdě do kopce, v kabině nejsou výpary z oleje, benzínu apod., pohodlnější jízda (menší otřesy). Nevýhody: horší řízení (hlavně na kluzké vozovce), menší zavazadlový prostor, složitější chlazení motoru a klimatizace prostoru pro cestující a obtížnější ovládání spojky a převodovky.



Obr. 103. Výkyvné polonápravy
a) kyvadlová nezkrácená, *b*) kyvadlová zkrácená, *c*) rovnoběžníková (paralelogram), *d*) lichoběžníková, *e*) kliková jednoramenná, *f*) úhlová

Diferenciál vyrovnává otáčky levého a pravého kola při jízdě v zatáčkách a současně přenáší hnací moment na obě kola.

Podle konstrukce jsou diferenciály:

s ozubenými koly: kuželové, čelní a šnekové,
se vzpěrnými tělísky: kolíčkové a rozpěrkové.

Podle mechanické účinnosti:

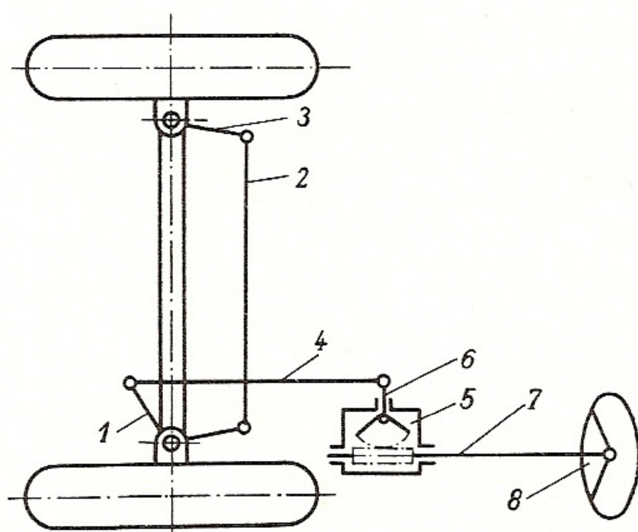
s normálním třením: kuželové a čelní,
se zvýšeným třením (samozávěrné): šnekové, kolíčkové a rozpěrkové.

Závěr diferenciálu slouží k vyřazení diferenciálu z činnosti při jízdě na kluzké vozovce nebo v terénu. Je tvořen zubovou nebo kolíkovou spojkou.

Rám

Tvoří nosný a spojovací celek pro poháněcí soustavu, karosérii (pokud není samonosná) a zbývající části podvozku. Při jízdě přenáší suvnou sílu od hnací nápravy na celé vozidlo a při brzdění brzdnou sílu od brzděných náprav.

Druhy rámů: žebřinové, páteřové (vidlicové, nástavné a smíšené), plošinové, příhradové, kombinované a monoblokové (u traktorů).



Obr. 104. Řízení
1 – řídicí páka, *2* – spojovací tyč, *3* – páka spojovací tyče, *4* – táhlo řízení, *5* – převodka řízení, *6* – hlavní páka řízení, *7* – hřídel volantu, *8* – volant

Nápravy

Přenášejí tíhu vozidla pomocí pružicích prvků na kola, tvoří opěru pro pevné části brzd, přenášejí suvnou sílu při jízdě a reakce při brzdění z kol na ostatní části vozidla.

Druhy náprav:

1. Tuhé. Jsou tvořeny nosníkem pevně spojujícím obě kola a zavěšeným pružicími prvky k rámu vozidla nebo ke karosérii. Jsou celistvé s nápravnicí nebo s jednodílným mostem a skládané (s vícedílným mostem).
2. Výkyvné (*obr. 103*). Každé kolo je připevněno k nosné konstrukci samostatně, čímž je umožněno nezávislé vykyvování obou kol jedné nápravy.

Řízení

Slouží k udržování vozidla v požadovaném směru jízdy. Z hlediska bezpečnosti provozu je řízení spolu s brzdami nejdůležitější. Na řízení jsou kladeny tyto požadavky:

kola se musí v zatáčce odvalovat a ne smýkat (osy řízených i pevných kol se musí protínat v jednom bodě – ve středu otáčení),
směr kol nesmí být ovlivňován pružením,
převod řízení má odpovídat hmotnosti i maximální rychlosti vozidla,

řízení nesmí být zcela samosvorné, po projetí zatáčky se má vozidlo vrátit do přímého směru,

řízení má mít lehký a přesný chod, za provozu v něm nemají vznikat vůle.

Vozidla se nejčastěji řídí předními koly (*obr. 104*).

Druhy řízení:

Podle způsobu ovládání: přímé (jen silou řidiče) a posilové (síla řidiče je doplňována silou posilovače řízení, např. kapalinového nebo vzduchového).

Podle druhu ovládacího prvku: volantové, řidítkové (motocykly) a pákové (pásová vozidla).

Podle druhu převodu řízení: hřebenové, maticové, šnekové (se šnekovým segmentem, kolíkem nebo kladkou) a kuželové.

Pružení

Tlumí nárazy způsobené nerovností vozovky, zajišťuje trvalý styk kol s vozovkou (zabraňuje smyku), přenáší suvnou sílu od náprav na rám při jízdě a brzdění a zabraňuje nežádoucím pohybům vozidla při jízdě.

Druhy pružení podle pružicích prvků:

s listovými pružinami, s vinutými pružinami, se zkrutnými tyčemi, s pryžovými pružinami, s hydraulicko-pneumatickými pružinami.

U progresívního pružení je přírůstek síly pružin na kolech větší, než by odpovídalo přírůstku zdvihu kol.

Tlumiče pružení tlumí kmitání vozidla po přejetí nerovnosti na vozovce.

Rozdělení tlumičů:

podle pružení: jednočinné a dvojčinné,

podle konstrukce: mechanické (třecí) a kapalinové (olejové).

Stabilizátory zmenšují naklánění karosérie způsobené odstředivou silou v zatáčkách, pokud se stabilizačního účinku nedosáhne vhodnou konstrukcí a uspořádáním pružení. Stabilizátory jsou zkrutné nebo olejové.

Kola

Přeměňují otáčivý pohyb v posuvný, nesou vozidlo a vedou je po vozovce. Přední kola umožňují požadovaný směr jízdy.

Kolo se skládá z hlavy, disku, ráfku a pneumatiky. Pneumatiky tlumí otřesy při jízdě a pomáhají pružení.

Požadavky na kola: snadná vyměnitelnost, malá hmotnost, dostatečná pevnost a pružnost, malý valivý odpor, schopnost odvádět teplo z hlavy i pneumatik.

Druhy kol:

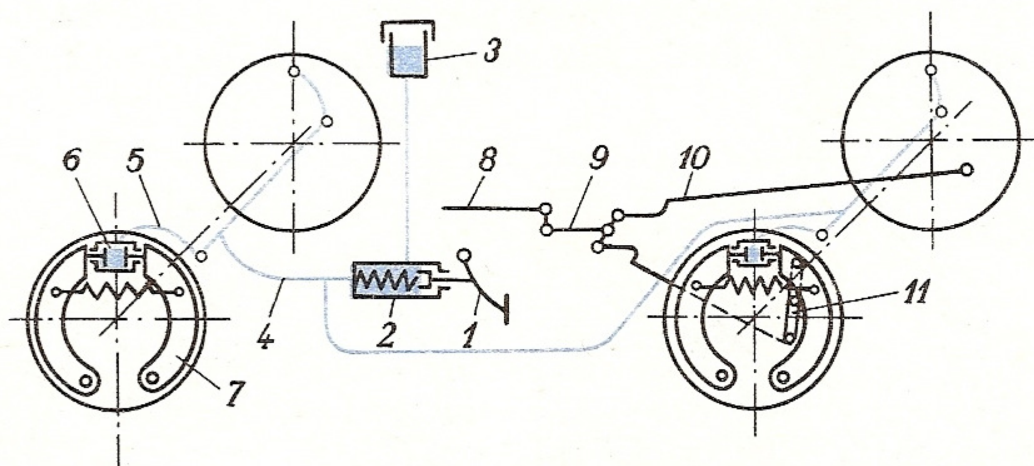
podle konstrukce: disková, hvězdicová a paprsková,

podle nosnosti: jednoduchá, podvojná, dvojitá a speciální,

podle umístění: přední a zadní (u traktorů – různá velikost kol).

Brzdy

Slouží ke zpomalování nebo zastavení jedoucího vozidla (provozní brzda) a k zajištění stojícího vozidla proti nežádoucímu pohybu (parkovací brzda) (*obr. 105*). Z hlediska bezpečnosti jsou brzdy jedním z nejdůležitějších ústrojí automobilu.



Obr. 105. Schéma brzdy
1 — brzdový pedál, *2* — hlavní brzdový válec, *3* — vyrovnávací nádrž, *4* — potrubí, *5* — spojovací hadice, *6* — brzdový váleček, *7* — čelist, *8* — páka ruční brzdy, *9* — táhlo ruční brzdy, *10* — lano ruční brzdy, *11* — dvouramenná páka

Brzdného účinku se dosahuje třením mezi pevnými a otáčejícími se částmi vozidla. Pohybová energie vozidla se mění v energii tepelnou, kterou je nutno odvádět do ovzduší.

Druhy brzd (*obr. 106*):

a) podle zdroje energie: přímočinné (mechanické a kapalinové), strojní, polostrojní a odlehčovací,

b) podle třecích částí: bubnové a kotoučové,

c) podle umístění brzděných částí: kolové (přední a zadní), převodové a motorové,

d) podle způsobu ovládání: ruční, nožní a samočinné (nájezdové),

e) podle vztahu přítlačné síly k brzdicí síle: silové (přítlačná síla brzdicích prvků vzniká pouze z brzdicí síly) a samozesilovací (přítlačná síla brzdicích prvků je zvětšována druhotným účinkem tření, působícím, popř. na jiný brzdicí prvek — např. u brzd se spřaženými čelistmi).

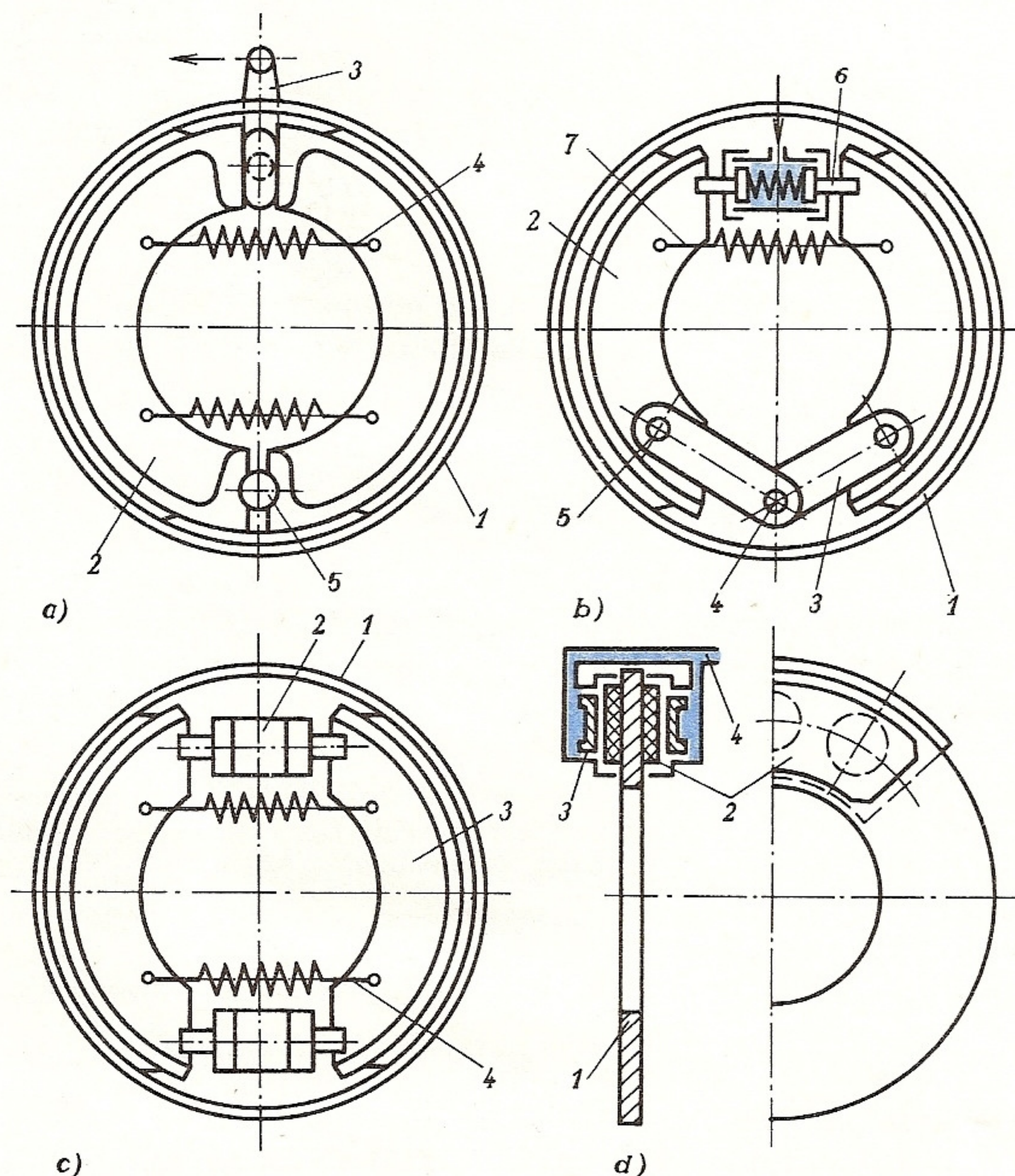
Dvouokruhové brzdy zvyšují spolehlivost. Vznikne-li porucha v jednom okruhu, pracuje druhý okruh (*obr. 107*) a [6].

Předpisy o brzdách obsahuje vyhláška federálního ministerstva dopravy 32/72 Sb. pro provoz na pozemních komunikacích.

Názvosloví, podmínky a zkoušení brzd jsou obsaženy v ČSN 30 0550.

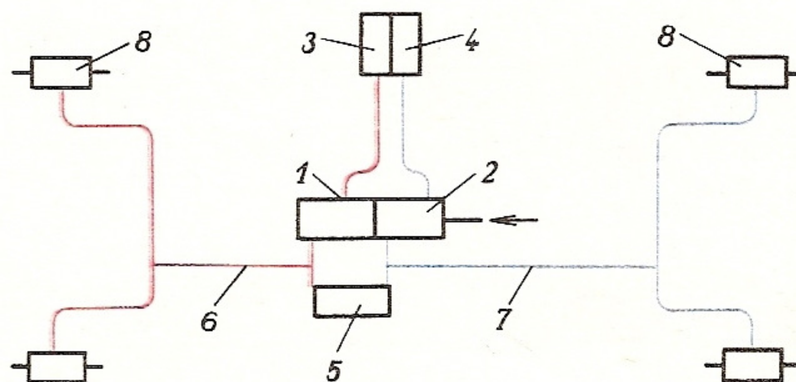
Příslušenství vozidla tvoří pomocná zařízení a přístroje a prostředky s vozidlem pevně spojené, které *jsou po technické stránce nezbytné* pro činnost vozidla nebo pro samostatný pohyb strojového spodku, popř. pro funkci podvozku, motoru, karosérie, např.: elektrické zařízení zapalovací, spouštěcí, osvětlovací a návěstní, chladicí zařízení atd.

Výstroj vozidla jsou pomocná zařízení a přístroje, pomůcky a prostředky s vozidlem pevně spojené a pro jeho provoz *předepsané* nebo účelné, *nikoli však nezbytné*, např. vnitřní osvětlení, ukazatel stavu paliva, rychloměr, stírače atd.



Obr. 106. Brzdy
a) mechanická čelisťová: *1* – brzdový buben, *2* – čelist, *3* – páka klíče brzdy, *4* – vratná pružina, *5* – čep; *b*) s nakotvenými čelistmi: *1* – brzdový buben, *2* – čelist, *3* – kotevní vzpěra, *4* – kotevní čep, *5* – čep čelisti, *6* – brzdový váleček, *7* – vratná pružina; *c*) s plovoucími čelistmi: *1* – brzdový buben, *2* – brzdový váleček, *3* – čelist, *4* – vratná pružina; *d*) kotoučová: *1* – kotouč, *2* – obložení, *3* – píst, *4* – přívod brzdové kapaliny

Výbava vozidla je tvořena prostředky a pomůckami k údržbě a ochraně vozidla a nákladu s vozidlem nespojenými, např. nářadí, nástroje, sněhové řetězy, hasicí přístroj, tažná tyč nebo lano, náhradní kolo atd.



Obr. 107. Dvouokruhová brzda
1 – hlavní brzdový válec I. okruhu, *2* – hlavní brzdový válec II. okruhu, *3* – vyrovnávací nádrž I. okruhu, *4* – vyrovnávací nádrž II. okruhu, *5* – vyrovnávací válec, *6* – potrubí I. okruhu, *7* – potrubí II. okruhu, *8* – brzdovéválečky

Elektrická zařízení motorových vozidel jsou na stejnosměrný proud v jednovodičovém zapojení. Druhým vodičem je kostra vozidla, na kterou je připojen záporný pól.

K elektrickým zařízením patří akumulátor, dynamo (alternátor), spouštěč, zapalovací soustava u zážehových motorů, popř. žhavicí soustava u vznětových motorů, příslušenství k osvětlení a signalizaci, kontrolní světla a různé součásti výstroje a výbavy vozidla (rozhlasový přijímač apod.).

Rozdělení elektrických zařízení podle pracovního zatížení:

pro trvalé zatížení: dynamo, rozdělovač zapalování apod.,
pro krátkodobé zatížení: spouštěč, houkačka aj.

Karosérie

Slouží k umístění přepravovaných osob nebo nákladů s posádkou.

Podle konstrukce jsou karosérie:

podvozková – montuje se na samostatný spodek,
samonosná – rám je vytvořen zesílenou podlahou karosérie, na kterou se upevňuje poháněcí soustava a podvěsy (samostatné nápravy včetně pérování, kol, brzd, řízení apod.).

Podle účelu: pro osobní automobily, autobusy, nákladní a speciální automobily.

Do příslušenství karosérií patří přístrojová deska s kontrolními a měřicími přístroji, zařízení pro ovládání oken a dveří, zařízení pro úpravu vzduchu atd.

2.5.4 Kinematika vozidel

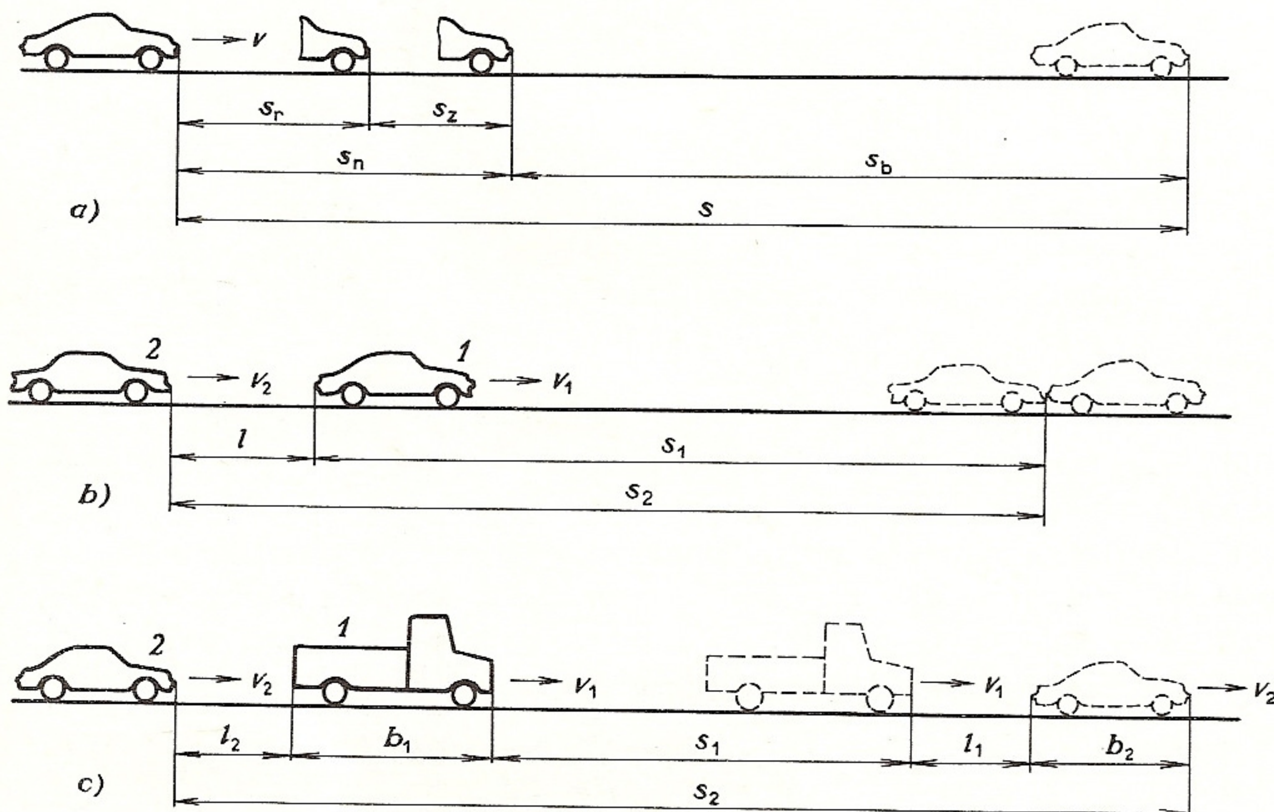
Dráha potřebná k zastavení vozidla

Skládá se ze dvou částí (*obr. 108a*):

a) z dráhy ujeté ještě nebrzděným vozidlem

$$s_n = s_r + s_z,$$

kde s_r je dráha ujetá za dobu reakce řidiče (bývá 0,6 až 2,4 s),
s_z – dráha ujetá při zpoždění brzd (je 0,1 až 0,6 s).



Obr. 108. Kinematika vozidel
a) brzdná dráha, *b*) bezpečná vzdálenost mezi vozidly, *c*) předjíždění vozidel

V praxi se nejčastěji počítá se součtem obou dob $t_n = 1$ s;

b) z vlastní brzdné dráhy

$$s_b = \frac{v^2}{2a},$$

kde v je rychlost vozidla.

Celková dráha potřebná k zastavení vozidla

$$s = s_n + s_b = v \cdot t_n + \frac{v^2}{2a}.$$

Zpomalení a nemůže být libovolné, ale je závislé
na účinnosti brzdového systému (dáno předpisy),
na součiniteli stykového tření (adheze) f_a mezi pneumatikami a vozovkou (*tab. 27*).

Tab. 27. Součinitel stykového tření f_a

Druh vozovky	Suchá	Mokrá	Zablácená
asfaltová	0,5 až 0,7	0,3 až 0,5	0,2 až 0,3
betonová	0,7 až 0,9	0,5 až 0,6	0,3 až 0,4
dlážděná	0,5 až 0,8	0,3 až 0,4	0,2 až 0,3
náledí	0,2 až 0,5	0,001 až 0,1	

Aby nedošlo ke smyku, musí platit

$$F \leqq F_t ,$$

takže

$$m \, . \, a \leqq m \, . \, g \, . \, f_a \quad \text{a} \quad a = g \, . \, f_a ,$$

kde F je brzdicí síla (N),
F_t – třecí (adhezní) síla mezi vozovkou a pneumatikami.

Celková brzdná dráha

$$s \geqq v \, . \, t_n + \frac{v^2}{2g \, . \, f_a} .$$

Bezpečná vzdálenost mezi vozidly

Řidič vozu *1* začne brzdit (*obr. 108b*) a do zastavení ujede dráhu $s_1 = v_1^2/2a$. Řidič vozu *2* po spatření brzdových světel začne brzdit a zastaví na dráze $s_2 = v_2 \, . \, t_n + v_2^2/2a$. Nemá-li dojít k nárazu, pak

$$s_2 \geqq l + s_1 .$$

Za předpokladu stejného zpomalení u obou vozů

$$l = v_2 \, . \, t_n + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2a} .$$

Jedou-li oba vozy stejnou rychlostí $v_1 = v_2 = v$, je vzdálenost mezi vozidly $l \geqq v \, . \, t_n$.

Vzájemná vzdálenost vozidel musí být aspoň rovna dráze nebrzděného vozidla (dráze ujeté vozidlem za reakční dobu řidiče a dobu zpoždění brzd).

Předjíždění vozidel

Předpoklad: předjížděné i předjíždějící vozidlo jede stálou rychlostí – rovnoměrný pohyb.

Vozidlo *2* (*obr. 108c*) začne předjíždět vozidlo *1* v kritické vzdálenosti $l_2 = v_2 \cdot t_n + (v_2^2 - v_1^2)/2a$. Trvá-li předjíždění dobu t, vozidlo *1* ujede dráhu $s_1 = v_1 \cdot t$, vozidlo *2* dráhu $s_2 = v_2 \cdot t$ a $l_1 = v_1 \cdot t_n$. Z *obr. 108c* je:

$$s_2 = l_1 + b_1 + s_1 + l_2 + b_2 .$$

Porovnáním a dosazením

$$s_1 = \frac{v_1}{v_2 - v_1} \cdot \left(v_1 \cdot t_n + v_2 \cdot t_n + b_1 + b_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2a} \right),$$

$$s_2 = \frac{v_2}{v_2 - v_1} \cdot \left(v_1 \cdot t_n + v_2 \cdot t_n + b_1 + b_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2a} \right).$$

2.5.5 Dynamika vozidel

Teoretická hnací síla motoru na obvodu hnacího kola

$$F_m = \frac{M_h \cdot i_p \cdot i_r}{r_d},$$

kde M_h je hnací moment motoru (N . m),
i_p – převodové číslo převodovky,
i_r – převodové číslo rozvodovky,
r_d – dynamický poloměr kola (m).

Teoretickou hnací sílu motoru lze též vypočítat ze vztahu

$$F_m = \frac{P_e}{v},$$

kde P_e je užitečný (efektivní) výkon motoru (W),
v – rychlost vozidla ($m \cdot s^{-1}$).

Odpory působící na jedoucí vozidlo

1. *Odpory závislé na konstrukci vozidla:*

a) odpor tření v převodových ústrojích

$$F_p = F_m \cdot (1 - \eta_c),$$

kde η_c je celková účinnost převodových ústrojí (bývá 85 % u běžných vozidel, 80 % i méně u terénních vozidel).

Skutečná hnací síla na obvodu kol

$$F_k = F_m - F_p \quad \text{nebo} \quad F_k = \frac{P_e \cdot \eta_c}{v};$$

b) odpor vzduchu

$$F_{vz} = c_x \cdot p_d \cdot S_x,$$

kde p_d je dynamický tlak vzduchu, $p_d = \varrho \cdot v^2/2$,
c_x – tvarový součinitel vozidla,
S_x – čelní plocha vozidla ve směru jízdy,
ϱ – hustota vzduchu.

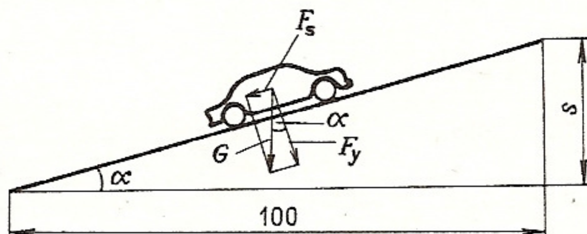
2. *Odpory závislé na vozovce a způsobu jízdy:*

a) odpor valení

skládá se z tření ve stěnách pláště pneumatiky při její deformaci, z odporu vzniklého deformací vozovky, z odporu při smýkání kola ve stykové ploše s vozovkou, z odporu vzniklého přilnavostí pneumatiky k vozovce a z tření v uložení kol:

$$F_v = m \cdot g \cdot f_v,$$

kde f_v je součinitel valení (bývá 0,01 až 0,04),
m – hmotnost vozidla (kg);



Obr. 109. Odpor stoupání

b) odpor stoupání

$$F_s = m \cdot g \cdot \sin\alpha \quad (\textit{obr. 109}),$$

kde α je úhel podélného sklonu vozovky (nejčastěji v %; pro malé úhly platí $\sin\alpha \doteq \operatorname{tg}\alpha$). Stoupavost vozidla (%) $s = 100 \operatorname{tg}\alpha$;

c) odpor proti zrychlující síle

$$F_z = m \cdot a \cdot \delta,$$

kde δ je součinitel vyjadřující vliv točivých hmot vozidla na velikost posuvných hmot (bývá 1,05 až 3,0).

Skutečná hnací síla vozidla

$$F_{hn} = F_m - F_p - F_{vz} = F_v + F_s + F_z.$$

Pro porovnání pohybových vlastností různých vozidel slouží měrná hnací síla vozidla, což je velikost sil a odporů připadajících na jednotku hmotnosti vozidla.

Poznámka. Do výpočtu brzdění vozidla se zahrnují kromě brzdné dráhy síly na kolech i dříve uvedené odpory.

Příklad. Automobil o hmotnosti 1 200 kg dosáhne za 12 s rovnoměrně zrychleně rychlosti $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pak pokračuje v jízdě do svahu o stoupání 5 %. Jaké jsou hnací síly a výkony na začátku rozjíždění, na konci rozjíždění a při jízdě do svahu, jestliže $\eta_c = 85\,\%$, $f_y = 0{,}02$, $\delta = 1{,}2$, $c_x = 0{,}65$, $\varrho = 1{,}2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a $S_x = 3 \text{ m}^2$?

Odpor tření v převodových ústrojích

$$F_p = 0{,}15 F_m .$$

Valivý odpor

$$F_v = m \,.\, g \,.\, f_v = 1\,200 \,.\, 9{,}81 \,.\, 0{,}02 \text{ N} = 235 \text{ N} .$$

Odpor proti zrychlující síle

$$F_z = m \,.\, a \,.\, \delta = m \,.\, \frac{v}{t} \,.\, \delta = 1\,200 \,.\, \frac{20}{12} \,.\, 1{,}2 \text{ N} = 2\,400 \text{ N} .$$

Odpor vzduchu na konci rozjíždění a při jízdě do stoupání

$$F_{vz} = c_x \,.\, p_d \,.\, S_x = c_x \,.\, \varrho \,.\, \frac{v^2}{2} \,.\, S_x = 0{,}65 \,.\, 1{,}2 \,.\, \frac{20^2}{2} \,.\, 3 \text{ N} = 468 \text{ N} .$$

Odpor proti stoupání

$$F_s = m \,.\, g \,.\, \sin \alpha \doteq m \,.\, g \,.\, \operatorname{tg} \alpha = 1\,200 \,.\, 9{,}81 \,.\, 0{,}05 \text{ N} = 589 \text{ N} .$$

Hnací síla na začátku rozjíždění

$$F_{m1} = F_p + F_v + F_z = 0{,}15 F_{m1} + F_v + F_z ,$$

$$F_{m1} = \frac{F_p + F_v}{\eta_c} = \frac{235 + 2\,400}{0{,}85} \text{ N} = 3\,100 \text{ N} .$$

Hnací síla na konci rozjíždění

$$F_{m2} = \frac{F_v + F_z + F_{vz}}{\eta_c} = \frac{235 + 2\,400 + 468}{0{,}85} \text{ N} = 3\,651 \text{ N} .$$

Hnací výkon na konci rozjíždění

$$P_{m2} = F_{m2} \,.\, v = 3\,651 \,.\, 20 \text{ W} = 73\,020 \text{ W} = 73{,}02 \text{ kW} .$$

Hnací síla při jízdě do svahu

$$F_{m3} = \frac{F_v + F_z + F_s}{\eta_c} = \frac{235 + 468 + 589}{0{,}85} \text{ N} = 1\,520 \text{ N} .$$

Hnací výkon při jízdě do svahu

$$P_{m2} = F_{m3} \,.\, v = 1\,520 \,.\, 20 \text{ W} = 30\,400 \text{ W} = 30{,}4 \text{ kW} .$$

2.5.6 Provoz, údržba a výroba motorů v ČSSR

Provoz silničních motorových vozidel se řídí vyhláškou federálního ministerstva vnitra č. 100/1975 Sb. Pravidla silničního provozu.

Údržba motorových vozidel se dělá podle podrobného plánu vydaného výrobcem, který určuje provedení jednotlivých prací ve lhůtách odpovídajících provozní

potřebě a technickým a konstrukčním vlastnostem motorového vozidla. Plánovaná údržba se vztahuje na všechny druhy motorových vozidel a jejich přívěsů.

1. Denní ošetření vozidla:
kontrola před jízdou a na počátku jízdy,
kontrola za jízdy,
denní obsluha po skončení jízdy,
mazání.
2. Technická prohlídka prvního stupně.
3. Technická prohlídka druhého stupně.

Technické prohlídky vozidel vykonávají odborní pracovníci, pokud možno za účasti řidiče.

Do plánované údržby nejsou zahrnuty činnosti, kterými se obnovuje technický stav vozidla (např. výměna nebo rekonstrukce opotřebovaných nebo poškozených skupin, částí a dílů vozidla). Tyto práce se provádějí při běžných, středních nebo generálních opravách a odstraňují se jimi poruchy vzniklé opotřebováním a zjištěné při plánované údržbě nebo vzniklé poškozením za provozu.

2.5.7 Výroba silničních motorových vozidel v ČSSR

Výroba silničních motorových vozidel v ČSSR má osmdesátiletou tradici.

Přehled hlavních výrobců:

Tatra, n. p., Kopřivnice – těžké nákladní automobily v rámci RVHP, tahače přívěsů a návěsů a velkoobjemové osobní automobily.

Automobilové závody, n. p., Mladá Boleslav – osobní automobily.

Automobilové závody Letňany, n. p., Praha – nákladní automobily.

Liberecké automobilové závody, n. p., Liberec – nákladní automobily a autobusy.

Trnavské automobilové závody, n. p., Trnava – dodávkové automobily a mikrobusy.

Čs. závody motocyklové, n. p., Strakonice – motocykly.

Jawa – Závody 9. května, n. p., Týnec nad Sázavou – motocykly.

Považské strojárne, n. p., Považská Bystrica – malé motocykly.

Zetor, n. p., Brno-Líšeň – traktory.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Jak se rozdělují silniční motorová vozidla?
2. Čím se pohánějí motorová vozidla?
3. Jaké jsou hlavní části vozidel?
4. Jaký je účel převodovky?
5. Nakreslete schéma třístupňové převodovky.
6. Z čeho se skládá rozvodovka?
7. Nakreslete diferenciál s jednoduchým stálým převodem.
8. Jaké výhody má přední a zadní pohon?
9. Které části vozidla jsou z hlediska bezpečnosti provozu nejdůležitější?

10. Nakreslete a vysvětlete schéma řízení.
11. Jaký je význam pružení, tlumičů pružení a stabilizátorů?
12. Jak se rozdělují brzdy?
13. Jaké jsou druhy karosérií?
14. Automobil jede rychlostí 16,6 m . s^{-1}. Do vozovky vběhne dítě ve vzdálenosti 60 m. Podaří se řidiči zastavit včas, jestliže $f_a = 0{,}4$, $t_n = 1$ s?
15. Automobil Š 120 jede rychlostí 30 m . s^{-1} a dojíždí nákladní automobil jedoucí rychlostí 15 m . s^{-1}. V jaké nejmenší vzdálenosti musí řidič osobního automobilu snížit rychlost nebo začít předjíždět, jestliže $a_1 = a_2 = 5$ m . s^{-2}, $t_n = 1$ s?
16. Může automobil jedoucí rychlostí 30 m . s^{-1} bezpečně předjet automobil jedoucí rychlostí 25 m . s^{-1}, má-li řidič k dispozici 500 m? Délka vozidel je 4 m, $t_n = 1$ s, $a = 5$ m . s^{-2}.
17. Jaké jsou druhy plánované údržby vozidel?

3 PÍSTOVÉ STROJE

3.1 Rozdělení pístových strojů

Podle způsobu přeměny energie lze pístové stroje rozdělit do dvou skupin:

1. hnací, jejichž mechanická energie se získává:

a) přeměnou tepelné energie vznikající spalováním paliva – spalovací motory,

b) z tepelné energie páry – parní stroje,

c) z tlakové energie vzduchu – vzduchové pístové motory;

2. hnané, které mění mechanickou energii v tlakovou energii plynů, par a kapalin. Jsou to:

a) pístové kompresory,

b) pístová čerpadla.

Společným znakem všech pístových strojů je *klikový mechanismus*. V dnešní době se používá převážně zkrácený klikový mechanismus, tzn. bez křižáku. Pouze u dvojčinných strojů, kde tlak pracovní látky působí na obě strany pístu, se používá mechanismu s křižákem. Součásti klikového mechanismu mají u všech pístových strojů téměř stejné konstrukční znaky. Výjimku tvoří píst. U parních strojů a kompresorů se používá kotoučový píst, u spalovacích motorů, vzduchových motorů a kompresorů trubový, plunžrový u čerpadel a diferenciální u čerpadel a kompresorů.

3.2 Výpočet pístových strojů

Princip všech pístových strojů je téměř stejný. Rozdíl spočívá pouze v tom, že u hnacích pístových strojů působí tlak pracovní látky na píst, kdežto u hnaných stlačuje píst pracovní látku (*obr. 110*). Proto se při výpočtech výkonu, příkonu a hlavních rozměrů stroje vychází ze stejných základních rovnic.

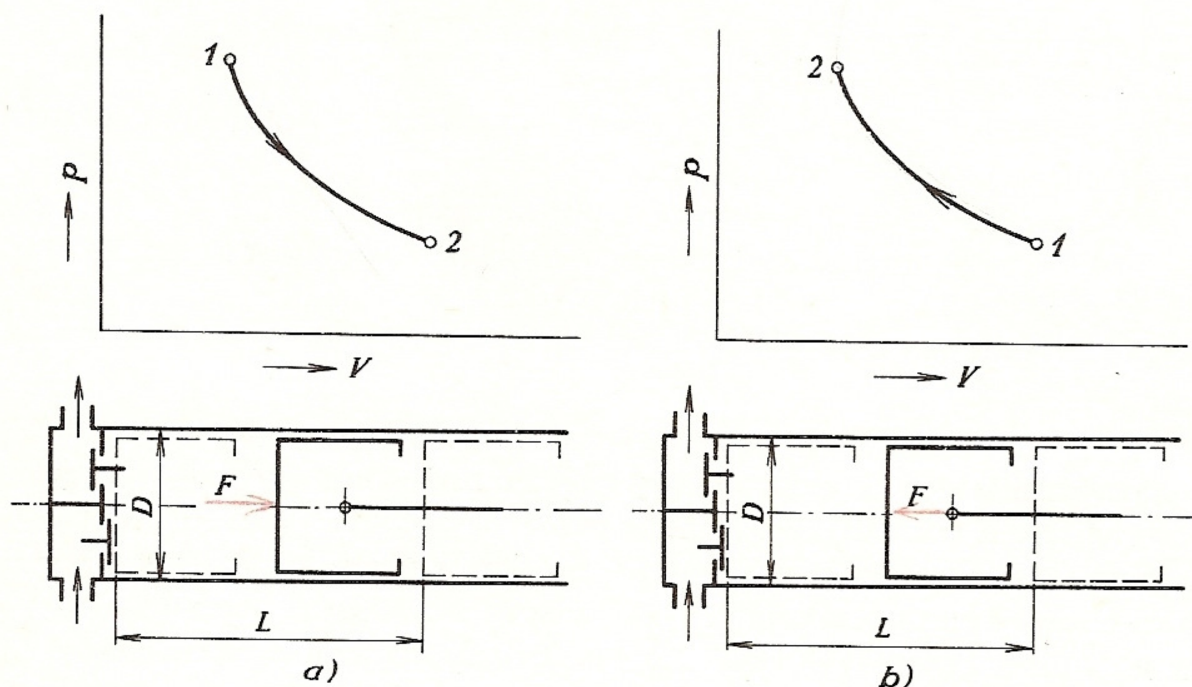
3.2.1 Výkon hnacích a příkon hnaných strojů

Výkon a příkon lze vypočítat různými způsoby. Nejjednodušší je výpočet s použitím průměrných hodnot, kterých je dosaženo u strojů stejných typů. Vychází se z tlakového diagramu, jehož plocha odpovídá práci.

Indikovaný výkon hnacího (příkon hnaného) stroje

$$P_i = \frac{A}{t} = \frac{2L \,.\, S \,.\, p_i \,.\, n \,.\, i}{x},$$

kde S je plocha pístu nebo součet ploch pístů prvního stupně (m^2),
i – počet činných ploch pístu, $i = 1$ – jednočinný stroj, $i = 2$ – dvojčinný,
p_i – střední indikovaný tlak (Pa),
L – zdvih pístu (m),
x – konstanta vyjadřující počet zdvihů na jeden pracovní zdvih (u čerpadel, kompresorů a dvoudobých spalovacích motorů $x = 2$, u čtyřdobých spalovacích motorů $x = 4$).



Obr. 110. Princip pístového stroje
a) hnací stroj, *b*) hnaný stroj

Efektivní výkon hnacích strojů

$$P_e = P_i \cdot \eta_m ,$$

kde η_m je mechanická účinnost.

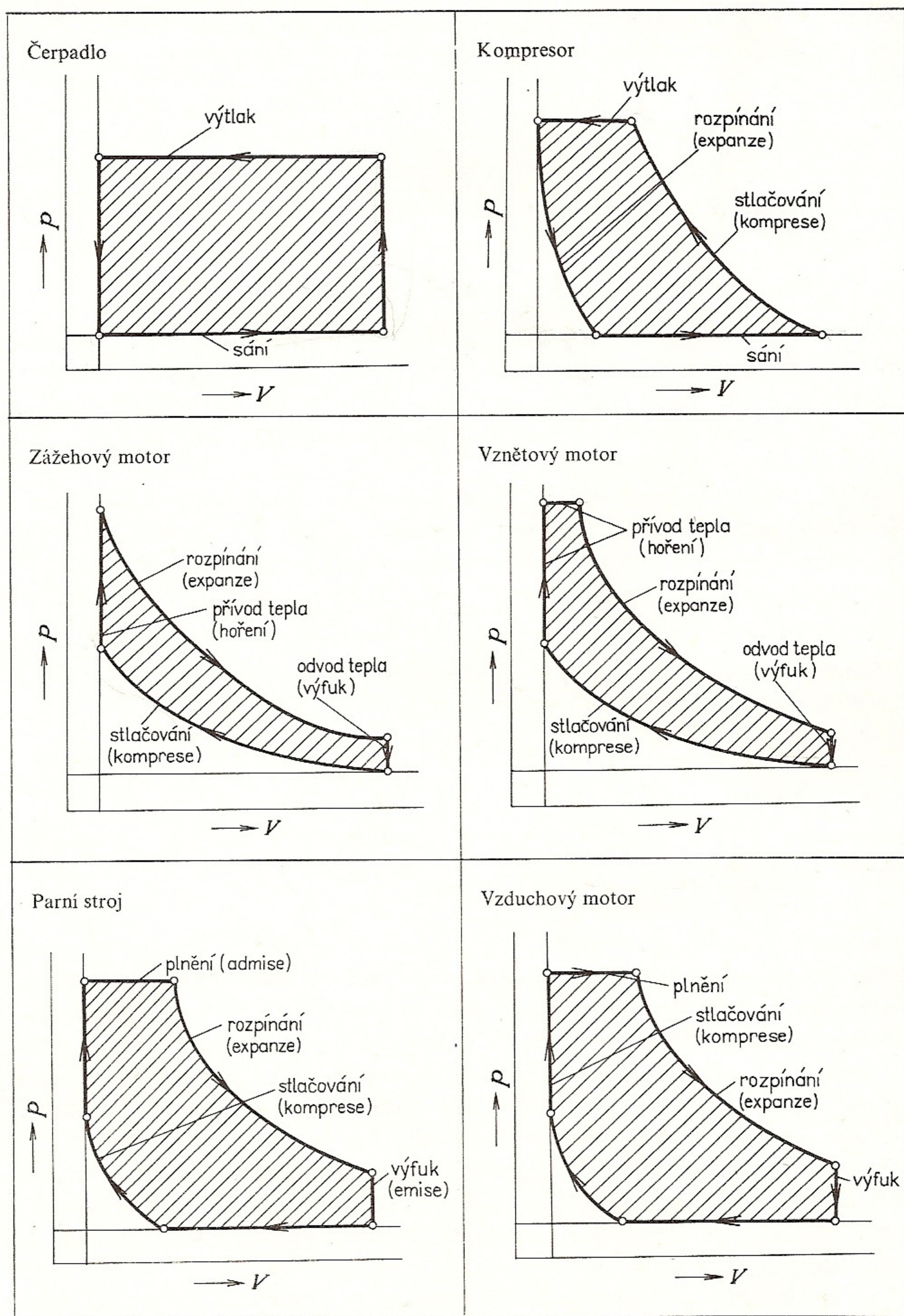
Objemový průtok

Objemový průtok Q_V je objem pracovní látky (plynu, kapaliny) protékající pístovým strojem za jednotku času:

$$Q_V = \frac{2L \cdot S \cdot n \cdot i}{x} = \frac{S \cdot c_s \cdot i}{x},$$

kde $c_s = 2L \cdot n$ je střední pístová rychlost ($m \cdot s^{-1}$).

Tab. 28. Základní druhy diagramů *p–V*



U hnaných pístových strojů bývá dán nejen objemový průtok, ale též měrná energie stroje Y (popř. dopravní výška H nebo výtlačný tlak p_v). Skutečný příkon lze odvodit z indikovaného příkonu dosazením objemového průtoku:

$$P = \frac{Q_m \cdot Y}{\eta} = \frac{Q_V \cdot \varrho \cdot Y}{\eta},$$

$Y = g \cdot H$ – pro čerpadla; $Y = p_i/\varrho$ – pro kompresory.

3.2.2 Porovnání diagramů p–V u pístových strojů

Při posuzování účinnosti pístových strojů se používá oběhových (pracovních) diagramů. Oběh neboli cyklus pístového stroje je sled změn stavu pracovní látky, následujících tak, aby se látka vrátila do původního stavu. U pístových strojů se nejčastěji používá diagram p–V, závislost tlaku na objemu. Základní druhy diagramů p–V jsou v *tab. 28*.

U kompresoru, parního stroje a vzduchového motoru je uvažován škodlivý prostor, avšak žádné jiné ztráty. Diagramy čerpadla a spalovacích motorů jsou ideální. Společným znakem těchto diagramů je většina stejných změn stavu. Hlavní rozdíl mezi oběhy je ve změně smyslu oběhu: u hnacích strojů probíhají změny ve smyslu pohybu hodinových ručiček (doprava), u hnaných opačně.

Poznámka. Pro úplnost jsou v *tab. 28* i diagramy parního stroje a pístového vzduchového motoru. Tyto stroje nejsou v této učebnici probírány.

3.3 Pístová čerpadla

3.3.1 Funkce a použití pístových čerpadel

Čerpadla jsou stroje, které dopravují kapalinu z místa níže položeného na místo položené výše, nebo zvyšují její tlak. Pístové čerpadlo nasaje určitý objem kapaliny do uzavřeného prostoru válce a v následujícím okamžiku jej pístem vytlačuje. Mechanická energie se tedy mění přímo v tlakovou energii. U odstředivých čerpadel se mechanická energie mění z převážné části nejdříve v energii pohybovou a ta teprve v energii tlakovou. Poněvadž každá změna energie nese s sebou ztráty, je účinnost pístových čerpadel větší než odstředivých, a to dokonce i při malých rozměrech. Další výhoda pístových čerpadel je samonasávací schopnost, necitlivost vůči tlakovým změnám a možnost použití pro čerpání kapalin o větší viskozitě. Pístová čerpadla se používají převážně pro menší objemové průtoky, ale pro vysoké tlaky (15 až 50 MPa).

Nevýhodou pístových čerpadel jsou mnohem větší rozměry než stejně výkonných čerpadel odstředivých a rovněž větší pořizovací a udržovací náklady.

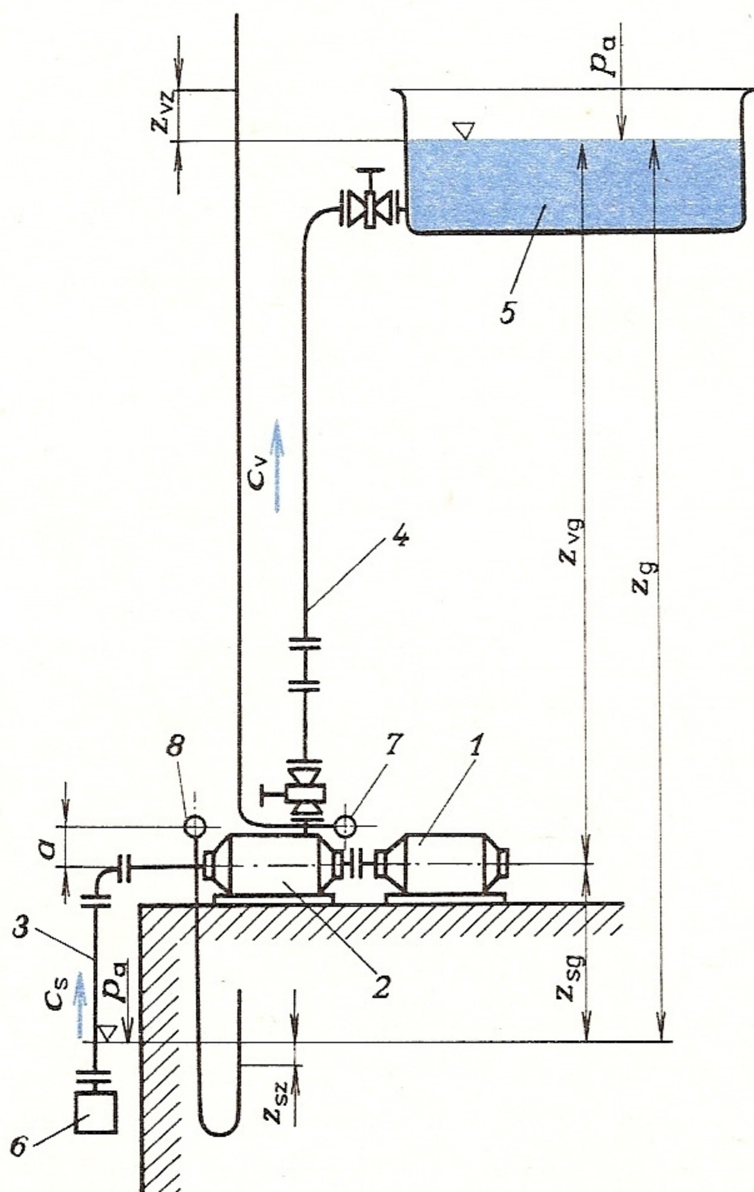
3.3.2 Celková měrná energie čerpadla

Sání

Při sání se u pístového čerpadla zvětšuje prostor před pístem, a tím vzniká v sacím potrubí podtlak p, který slouží k tomu, aby atmosférický tlak p_a působící na spodní hladinu vytlačil kapalinu do geodetické sací výšky z_{sg}, urychlil ji v sacím potrubí na rychlost c_s a překonal odpory v sacím potrubí. Zanedbá-li se pohyb spodní hladiny, lze psát podle Bernoulliho rovnice:

$$Y_s = z_{sg} \cdot g + \frac{c_s^2}{2} + Y_{zs} = \frac{p}{\varrho}; \qquad p = p_a - p_s,$$

kde $c_s^2/2$ je kinetická měrná energie potřebná k uvedení kapaliny do pohybu rychlostí c_s,
p_s — sací tlak,



Obr. 111. Schéma čerpací stanice
1 — motor, *2* — čerpadlo, *3* — sací potrubí, *4* — výtlačné potrubí, *5* — horní nádrž, *6* — sací koš, *7* — manometr, *8* — vakuometr

$Y_{zs} = \xi_1 \cdot \frac{c_s^2}{2} + \lambda \cdot \frac{l_s}{d_s} \cdot \frac{c_s^2}{2} + \sum \xi \cdot \frac{c_s^2}{2}$ – ztrátová měrná energie v sacím řadu, která se skládá ze ztrát v sacím koši, třením kapaliny při proudění potrubím a ztrát v ohybech potrubí, uzavíracích přístrojích, v zúžení atd (*obr. 111*).

Tab. 29. Závislost atmosférického tlaku na nadmořské výšce

Nadmořská výška (m)	0	100	200	300	400	500	600
p_a (MPa)	0,101	0,100	0,099	0,097	0,096	0,095	0,094
Nadmořská výška (m)	700	800	900	1 000	1 500	2 000	2 500
p_a (MPa)	0,093	0,092	0,091	0,090	0,084	0,079	0,076

Tab. 30. Závislost bodu varu vody na tlaku

Bod varu (K)	283	293	303	313	323
p (MPa)	0,001 2	0,002 4	0,004 2	0,007 4	0,012 3
Bod varu (K)	333	343	353	363	373
p (MPa)	0,019 8	0,031 1	0,036 5	0,070 0	0,101 0

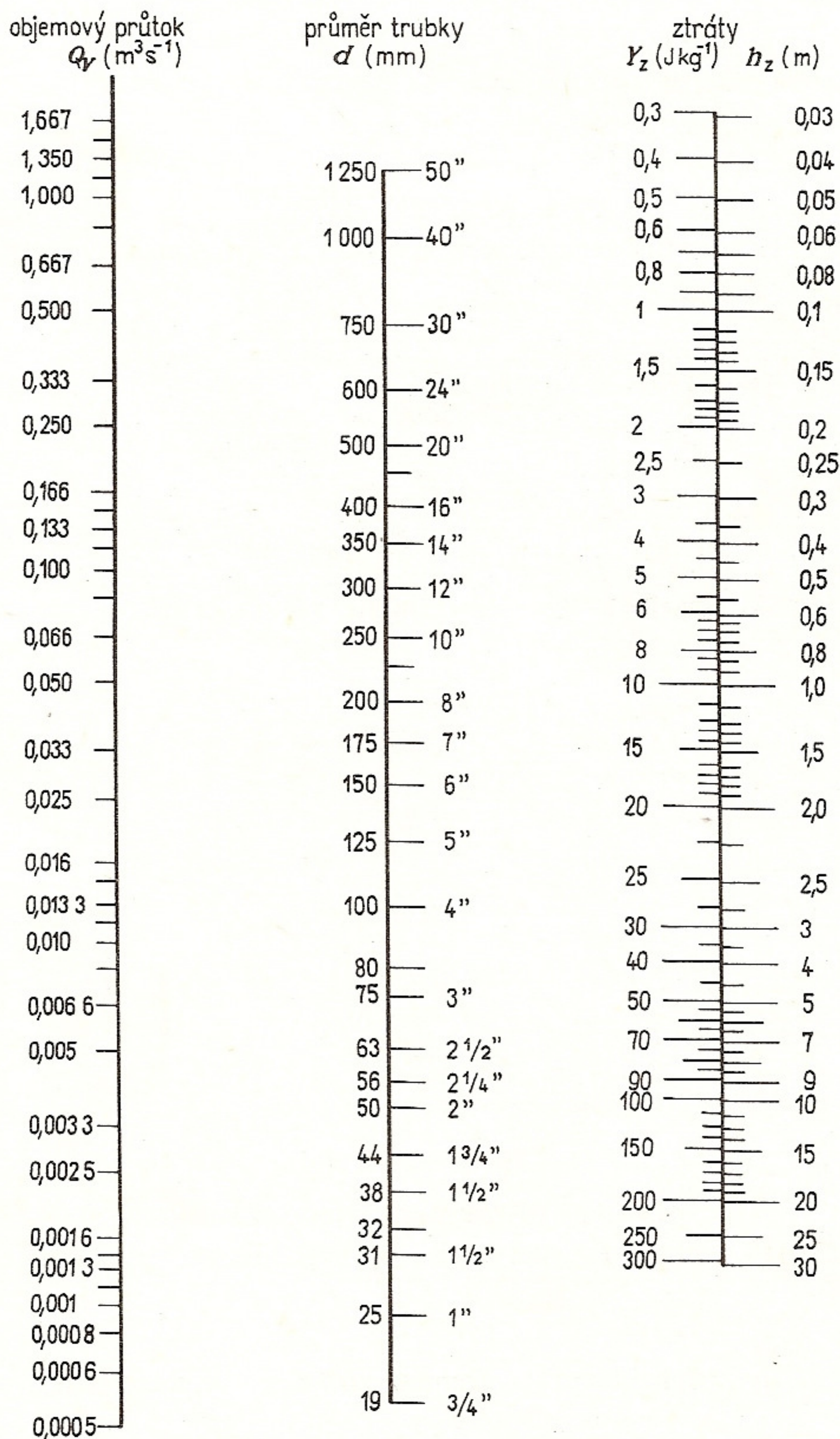
Tab. 31. Součinitel materiálu potrubí *a*

Pozinkovaná trubka	1,2
Stará litinová trubka	1,4
Cementová hlazená trubka	1,15
Cementová nehlazená trubka	1,6
Konopná hadice	1,75
Popryžovaná konopná hadice	1,0

Sací měrná energie čerpadla Y_s je závislá na atmosférickém tlaku, sacím tlaku a hustotě čerpané kapaliny. Atmosférický tlak je závislý na nadmořské výšce (*tab. 29*). Nejnižší možný tlak p_s, kterého lze v sacím hrdle čerpadla dosáhnout, je tlak, při němž začne kapalina vřít (*tab. 30*). Z toho důvodu musí být při čerpání horkých kapalin záporná sací výška, tj. kapalina k čerpadlu přitéká.

Ztráty při proudění kapalin jsou úměrné druhé mocnině rychlosti proudění. Při malé rychlosti jsou menší průtokové ztráty, ale potrubí má větší průměr d_s a je dražší. Obvykle se volí sací rychlost $c_s = 0{,}5$ až $5\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$.

Výraz $\lambda\,.\,l_s\,.\,c_s^2/2d_s$ vyjadřuje ztráty třením při průtoku kapaliny potrubím. Součinitel tření λ je závislý na drsnosti potrubí a na Reynoldsově čísle (viz ST), l_s je délka sacího potrubí, které má být co nejkratší. Součinitele odporu sacího koše, odporů v ohybech potrubí, v uzavírkách atd. jsou uvedeny ve strojnických tabulkách.



Obr. 112. Nomogram ztrát v potrubí

K rychlému zjištění ztrát v potrubí slouží nomogram (*obr. 112*), který udává ztráty v litinových nebo ocelových trubkách na 100 m délky. Pro trubky z jiného materiálu násobíme zjištěné hodnoty hodnotou a (*tab. 31*).

Geodetická sací výška je u pístových čerpadel do 8 m, u samonasávacích čerpadel výjimečně až 9 m.

Vytlačování

Při vytlačování musí čerpadlo vytlačit kapalinu do geodetické výtlačné výšky z_{vg} a překonat odpory v čerpadle a ve výtlačném potrubí. Pro vytlačování platí:

$$Y_v = z_{vg} \cdot g + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2} + Y_{zv} = \frac{p_v - p_a}{\varrho},$$

kde p_v je výtlačný tlak (Pa),

c_v – rychlost ve výtlačném potrubí (bývá max. 3 m . s^{-1}),

$\frac{1}{2}(c_v^2 - c_s^2) = Y_k$ – kinetická měrná energie nutná pro zrychlení kapaliny ze sací rychlosti c_s na výtlačnou rychlost c_v,

$Y_{zv} = \lambda \cdot \frac{l_v}{d_v} \cdot \frac{c_v^2}{2} + \sum \xi \cdot \frac{c_v^2}{2}$ – ztrátová měrná energie výtlačného řadu (ztráty třením kapaliny ve výtlačném potrubí a místní ztráty),

Y_v – výtlačná měrná energie čerpadla (J . kg^{-1}),

d_v – průměr výtlačného potrubí (m),

l_v – délka výtlačného potrubí (m).

Ztráty a rozměry u výtlačného potrubí se počítají stejným způsobem jako u sacího potrubí.

Celková měrná energie čerpadla, účinnosti

Geodetická výška čerpacího zařízení

$$z_g = z_{sg} + z_{vg}.$$

Měrná energie čerpadla

$$Y = Y_s + Y_v.$$

U pístových čerpadel se uvažují tyto účinnosti:

1. Objemová účinnost $\eta_V = Q_V / Q_{Vt}$
Čerpadlo musí pracovat s větším objemovým průtokem (teoretickým) Q_{Vt}, než je skutečný průtok, protože část kapaliny se ztrácí netěsností ucpávek, nedovíráním ventilů apod., η_V bývá až 0,98.

2. Hydraulická účinnost $\eta_h = Y / Y_i$
Čerpadlo musí překonávat hydraulické ztráty třením, zúžením, ohybem atd., η_h = 0,96 až 0,97.

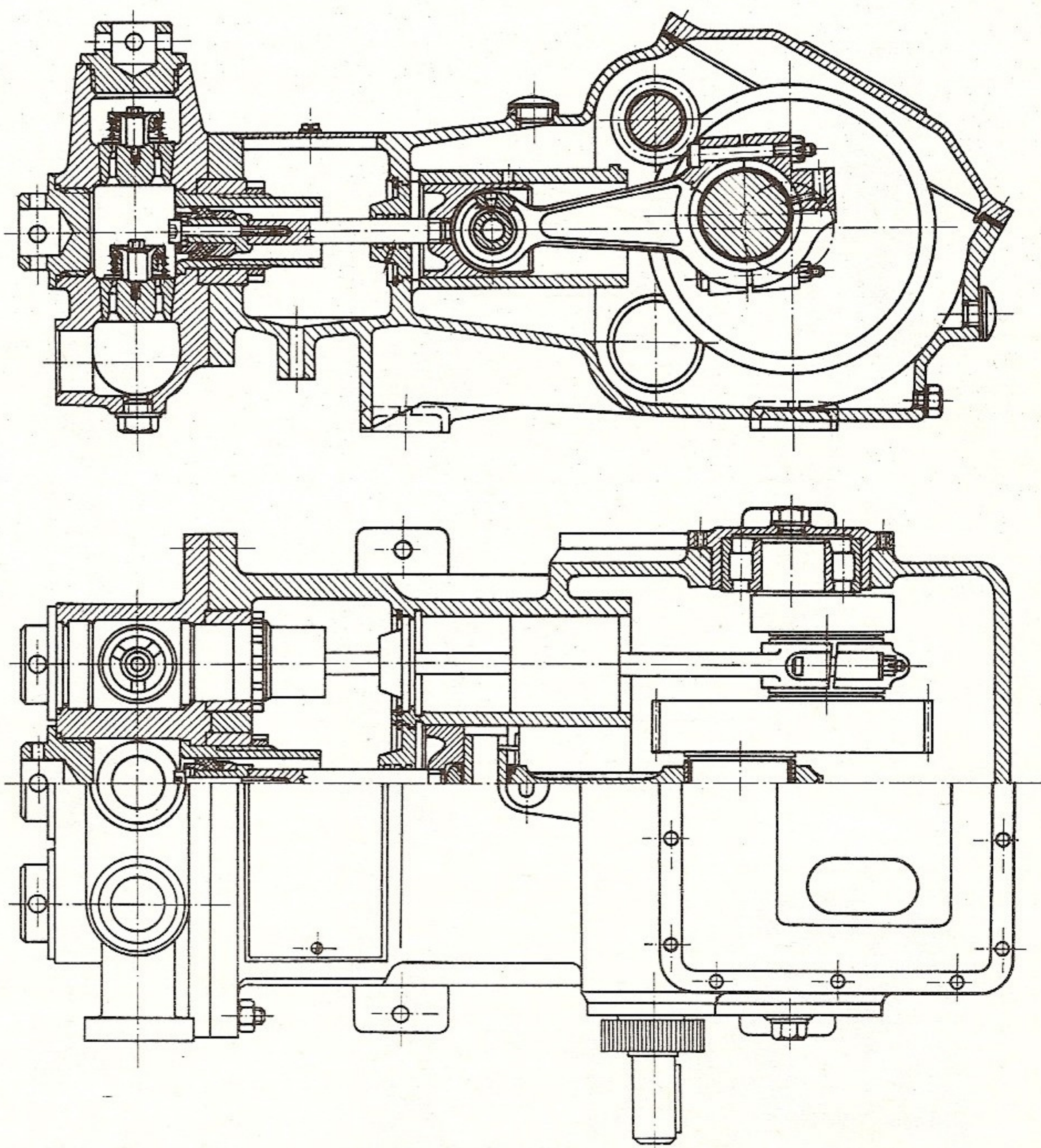
3. Mechanická účinnost η_m
zahrnuje ztráty způsobené třením hřídele v ložiskách nebo pístní tyče v ucpávkách apod., $\eta_m = 0{,}97$ až 0,98.

4. Celková účinnost pístového čerpadla $\eta = \eta_V \cdot \eta_h \cdot \eta_m$ – bývá 0,92 až 0,95.

3.3.3 Druhy pístových čerpadel

Podle způsobu práce se pístová čerpadla rozdělují na jednočinná, dvojčinná, diferenciální a zdvižná. Podle počtu válců se rozdělují na jednoválcová a víceválcová (*obr. 113*).

Jednočinné pístové čerpadlo (*obr. 114*). Používá se pro malý objemový průtok. Pracovní prostor je jen na jedné straně pístu. Po skončení sání část kapaliny pro-



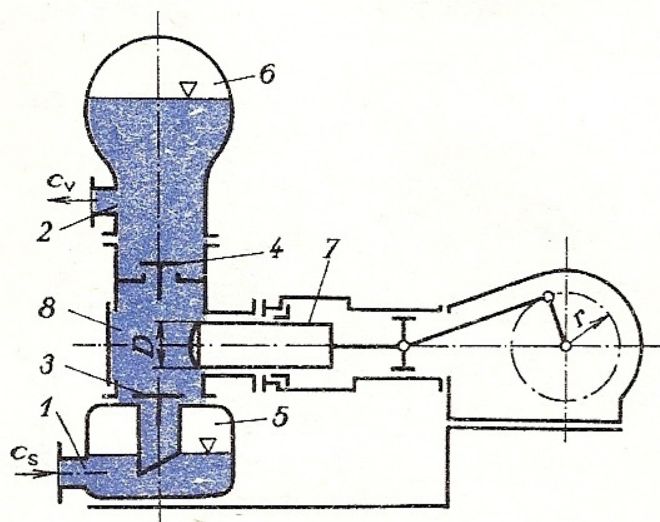
Obr. 113. Tříválcové vysokotlaké čerpadlo

téká pootevřeným ventilem zpět do sání – průběh tlaku je podle křivky *a* (*obr. 115*). Podobně je tomu při výtlaku – křivka *b*. Vzniklé ztráty se zahrnují do ztrát objemových. Při otevírání sacího i výtlačného ventilu tlak kolísá.

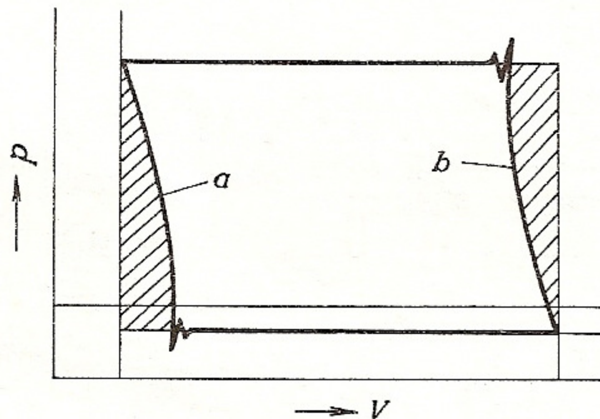
Objemový průtok (průtok čerpadla):

$$Q_V = S \, . \, L \, . \, n \, . \, \eta_V = \frac{\pi \, . \, D^2}{4} \, . \, L \, . \, n \, . \, \eta_V \, .$$

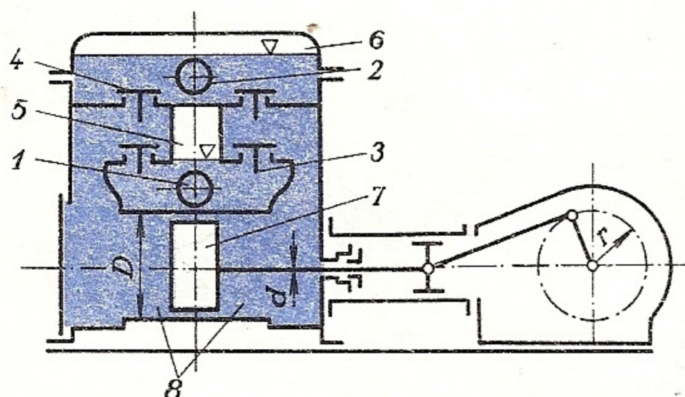
Dvojčinné pístové čerpadlo (*obr. 116*). Pracovní prostor je po obou stranách pístu. Sání i výtlak se dějí při obou zdvizích, a proto pracuje rovnoměrněji než jedno-



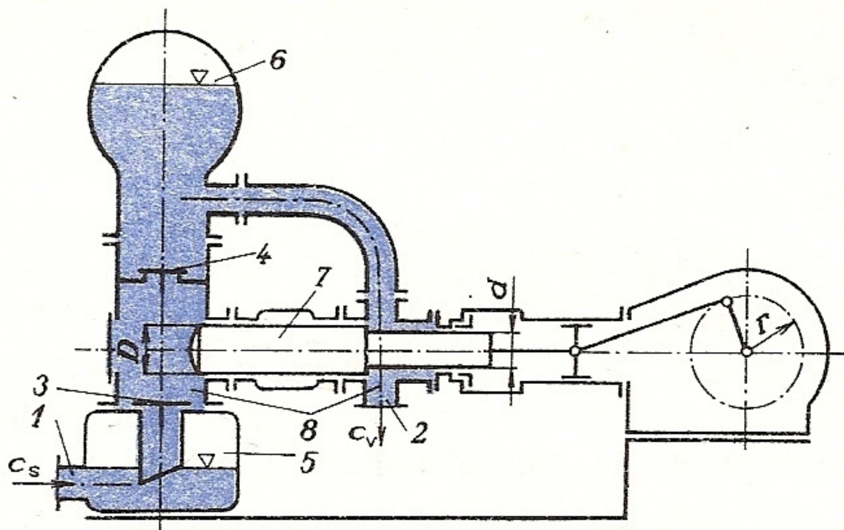
Obr. 114. Jednočinné pístové čerpadlo
1 – sací hrdlo, *2* – výtlačné hrdlo, *3* – sací ventil, *4* – výtlačný ventil, *5* – sací vzdušník, *6* – výtlačný vzdušník, *7* – píst, *8* – pracovní prostor



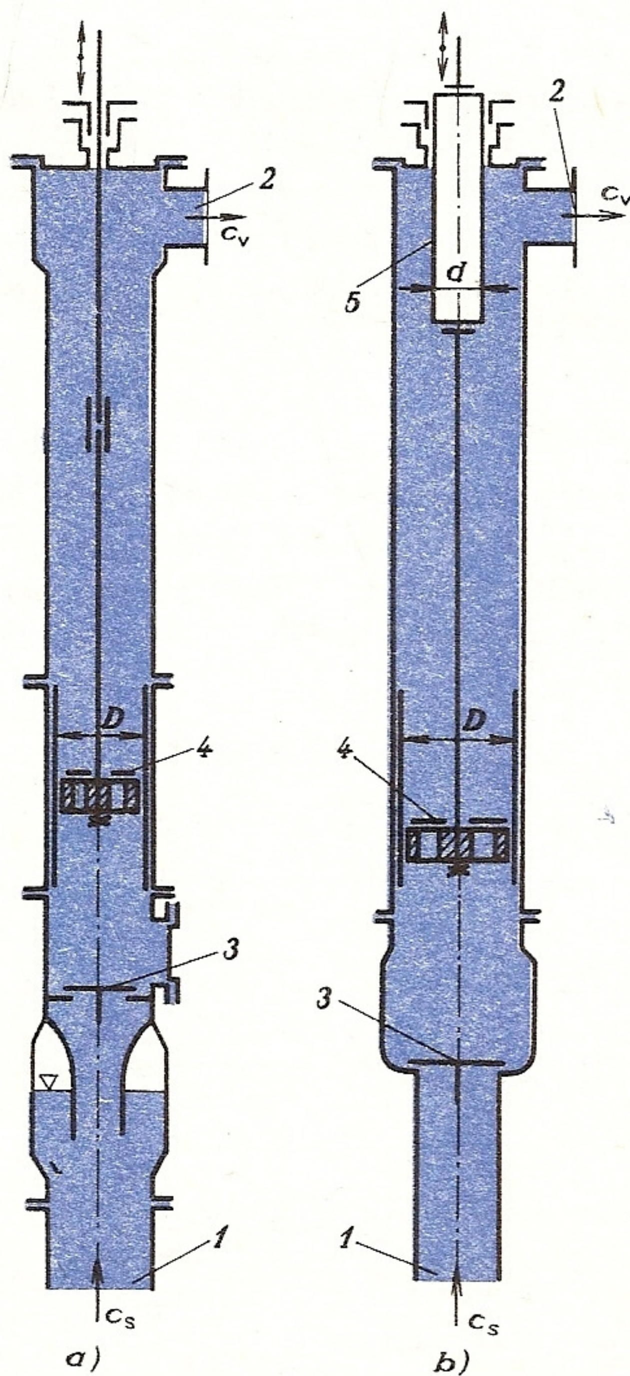
Obr. 115. Skutečný indikátorový diagram pístového čerpadla



Obr. 116. Dvojčinné pístové čerpadlo
1 – sací hrdlo, *2* – výtlačné hrdlo, *3* – sací ventil, *4* – výtlačný ventil, *5* – sací vzdušník, *6* – výtlačný vzdušník, *7* – píst, *8* – pracovní prostor



Obr. 117. Diferenciální pístové čerpadlo
1 – sací hrdlo, *2* – výtlačné hrdlo, *3* – sací ventil, *4* – výtlačný ventil, *5* – sací vzdušník, *6* – výtlačný vzdušník, *7* – píst, *8* – pracovní prostor



Obr. 118. Zdvižné čerpadlo
a) jednočinné, *b*) diferenciální
1 – sací hrdlo, *2* – výtlačné hrdlo, *3* – sací ventil, *4* – píst s výtlačným ventilem, *5* – plunžr nebo diferenciální píst

činné pístové čerpadlo. Může mít menší sací i výtlačný vzdušník, který bývá pro obě strany pístu společný.

Objemový průtok (průtok čerpadla):

$$Q_V = \frac{\pi}{4} . (2D^2 - d^2) . L . n . \eta_V ,$$

kde d je průměr pístní tyče.

Diferenciální pístové čerpadlo (*obr. 117*). Nasává jako čerpadlo jednočinné, ale vytlačuje při obou zdvizích. Část kapaliny nasáté při sacím zdvihu se při druhém zdvihu vytlačuje, zbytek přetéká na druhou stranu pístu a vytlačuje se při sacím zdvihu.

Síla působící na píst je při obou zdvizích přibližně stejná (poloviční než u čerpadla jednočinného). Proto může mít diferenciální čerpadlo pro stejný objemový průtok menší rozměry než čerpadlo jednočinné. Je jednodušší než dvojčinné čerpadlo (menší počet ventilů), přesto se mu vyrovná stejnoměrností dodávané kapaliny. Objemový průtok je stejný jako u jednočinného čerpadla.

Zdvižná čerpadla se používají při čerpání vody z hlubokých studní. Podle konstrukce jsou jednočinná a diferenciální (*obr. 118*). Ve válci čerpadla se pohybuje píst, ve kterém je umístěn výtlačný ventil. Při pohybu pístu dolů se tento ventil otevře a voda se přetlačuje nad píst. Při zdvihu pístu nahoru se výtlačný ventil zavře a píst horní plochou kapalinu vytlačuje (zdvihá) a spodní plochou saje. Objemový průtok je stejný jako u jednočinného čerpadla.

3.3.4 Výpočet hlavních rozměrů čerpadel

Hlavní rozměry (průměr pístu a zdvih) se určí z objemového průtoku, požadované dopravní výšky a zvolených otáček. Otáčky se volí 2 a 6, nejvýše 8 s^{-1}. Čerpadla s velkým počtem otáček mají mít všechny průtokové průřezy velké a vzdušníky co nejblíže ventilů. Aby zrychlení pístu v krajních úvratích nebylo velké, mají čerpadla s většími otáčkami malý zdvih.

Tab. 32. Závislost poměru λ na výtlačném tlaku

p_v (MPa)	0,1 až 2	2 až 10	10 až 20	20 až 30
$\lambda = L/D$	0,8 až 2	2 až 4	3 až 5	4 až 7

Při výpočtu se volí poměr $\lambda = L/D$ z *tab. 32* a po jeho dosazení do rovnice pro objemový průtok platí:

a) pro jednočinné pístové čerpadlo

$$Q_V = \frac{\pi . D^2}{4} . \lambda . D . n . \eta_V \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4Q_V}{\pi . \lambda . n . \eta_V}} \quad \text{a} \quad L = \lambda . D ,$$

b) pro dvojčinné pístové čerpadlo

$$Q_V = 1{,}85 \,.\, \frac{\pi \,.\, D^2}{4} \,.\, \lambda \,.\, D \,.\, n \,.\, \eta_V \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{4Q_V}{1{,}85\pi \,.\, \lambda \,.\, n \,.\, \eta_V}} \,.$$

Průřez pístnice bývá 15 % plochy pístu.

U diferenciálního pístového čerpadla se velký průměr pístu a zdvih počítá jako u jednočinného čerpadla. Malý průměr pístu se vypočítá z podmínky, aby se objemový průtok rozdělil rovnoměrně na oba zdvihy, tzn., že jedna polovina objemu vytlačovaného velkým průměrem pístu se vytlačí přímo do výtlaku, druhá polovina se převede na druhou stranu pístu:

$$\tfrac{1}{2}S \,.\, L = (S - S_1) \,.\, L \,,$$

kde $S_1 = \frac{1}{4}\pi \,.\, d^2$ je plocha malého pístu.

Dosazením

$$\frac{1}{2}\frac{\pi \,.\, D^2}{4} \,.\, L = \frac{\pi}{4} \,.\, (D^2 - d^2) \,.\, L$$

a úpravou

$$d = D/\sqrt{2} \,.$$

3.3.5 Části pístových čerpadel

Ventily

Nejčastěji se používají samočinné ventily, které se otevírají tlakem kapaliny. Uzavírají se vlastní tíhou a jsou přitlačovány pružinou. Rychlost jejich zavírání roste s počtem otáček, velikostí zdvihu a s velikostí síly pružiny. Rychlé uzavírání způsobuje nárazy na sedlo, a tím jeho opotřebení. Ventil se skládá ze sedla, uzavírací části, vedení, nárazníku a pružiny. Přehled nejpoužívanějších ventilů je v *tab. 33.*

Výpočet ventilů

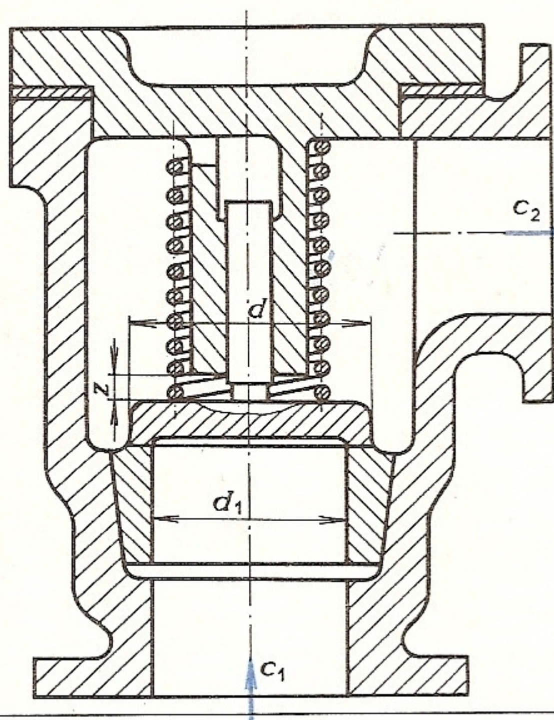
Průřez sedla ventilu se vypočítá z rovnice kontinuity:

$$S \,.\, c_s = S_1 \,.\, c_1 \,,$$

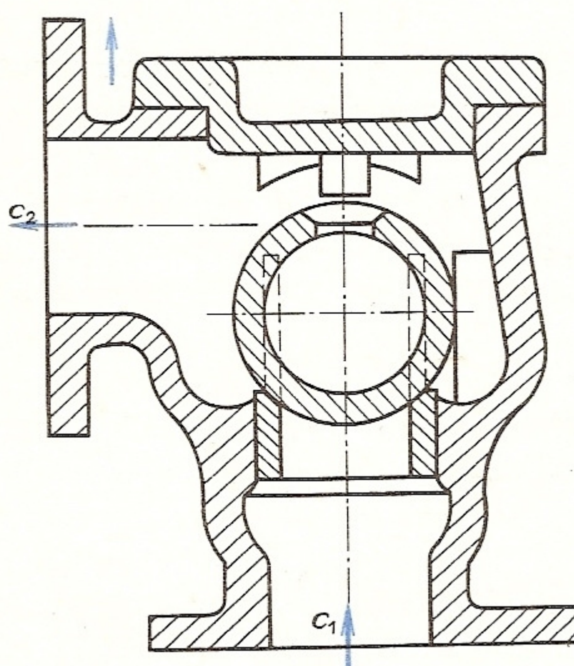
kde S je plocha pístu (m²),
c_s – střední pístová rychlost (m . s⁻¹),
S_1 – průřez sedla ventilu (bez žeber) (m²),
c_1 – průtoková rychlost sedlem ventilu, bývá 0,5 až 2 m . s⁻¹.

Pro talířový ventil $S_1 = \frac{1}{4}\pi \,.\, d_1^2$ (d_1 je průměr sedla), u prstencového ventilu $S_1 = k \,.\, \pi \,.\, a \,.\, \sum_1^n d_i$, kde k je součinitel zúžení průřezu žebry (bývá 0,8 až 0,9), a – šířka mezery.

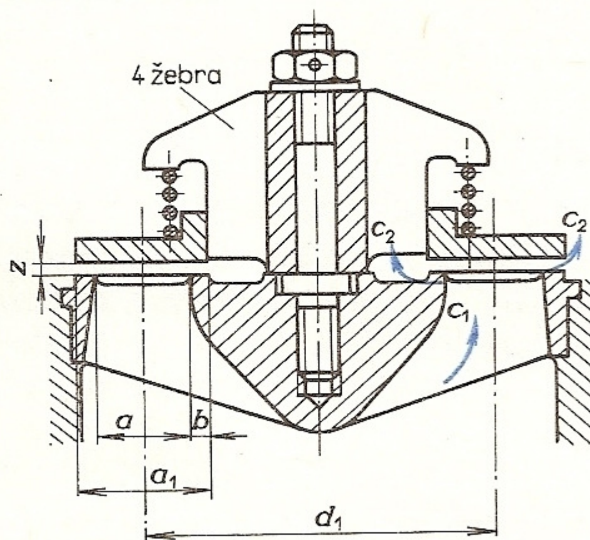
Talířový ventil



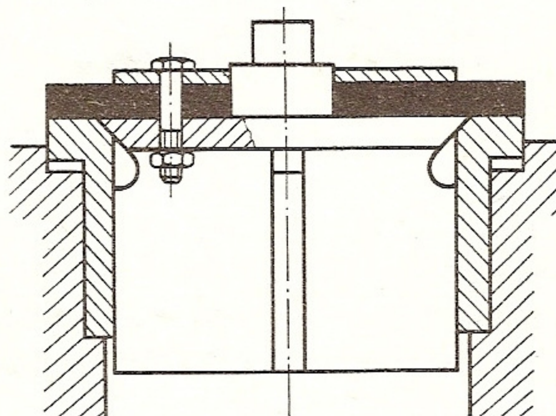
Kulový ventil



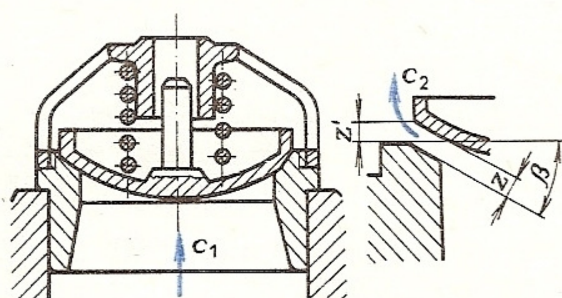
Prstencový ventil



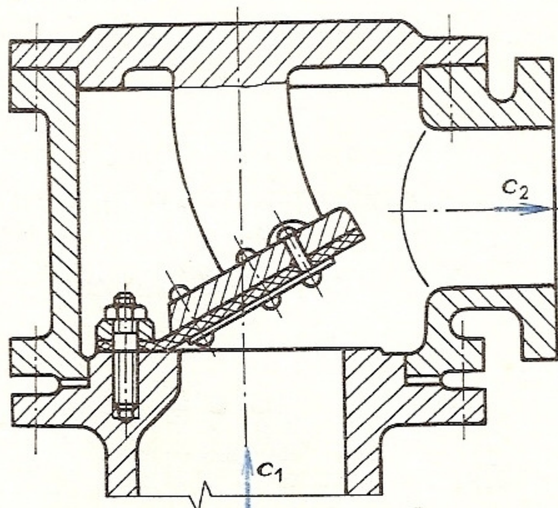
Talířový ventil s koženým těsněním



Ventil s kuželovou dosedací plochou



Záklopkový ventil



Největšího zdvihu z_{max} dosáhne ventil přibližně při maximální rychlosti pístu

$$c = r \,.\, \omega\,,$$

kde r je poloměr kliky (m), $\omega = 2\pi \,.\, n$ – úhlová rychlost (s^{-1}).

Z rovnice kontinuity

$$S \,.\, r \,.\, \omega = \alpha \,.\, O \,.\, z_{max} \,.\, c_{max} \Rightarrow z_{max} = \frac{S \,.\, r \,.\, \omega}{\alpha \,.\, O \,.\, c_{max}}\,,$$

kde α je součinitel zúžení (kontrakce), $\alpha = 0{,}6$ až $0{,}8$,

O – obvod ventilu, pro talířový ventil $O = \pi \,.\, d_1$, u prstencového ventilu $O = 2\pi \,.\, \sum_{1}^{n} d_i$.

Průtoková rychlost v mezeře c_{max} se volí

pro malé dopravní výšky $c_{max} = 1{,}5$ až $3\,m \,.\, s^{-1}$,
pro střední dopravní výšky $c_{max} = 2$ až $4\,m \,.\, s^{-1}$,
pro velké dopravní výšky $c_{max} = 4$ až $6\,m \,.\, s^{-1}$.

Odpor ventilů stejné konstrukce je závislý na tíze talíře nebo prstence G a síle pružiny F_8, které jsou v rovnováze s přetlakem kapaliny pod ventilem

$$G + F_8 = p_{max} \,.\, S_1\,.$$

Tlak p_{max}, kterým je kapalina protlačována ventilem, se vypočítá ze vztahu:

$$p_{max} = \psi \,.\, \frac{c_{max}^2}{2} \,.\, \varrho\,.$$

Tento tlak je větší než odpor ventilu, neboť část pohybové energie kapaliny proudící ventilem se opět změní v tlak. Hodnoty ψ určíme z diagramu (*obr. 119*).

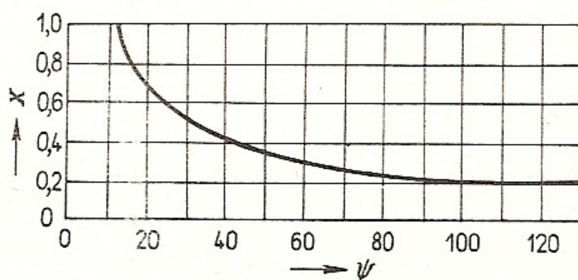
Odpor ventilů je závislý na konstrukčním řešení, ale hlavně na poměru

$$x = S_2/S_1\,; \qquad S_2 = O \,.\, z_{max}\,.$$

U čerpadel s většími otáčkami se volí x malé, aby byl menší zdvih. Největší zdvih bude pro $x = 1$. Potom je

pro talířový ventil $z_{max} = d_1/4$,
u prstencového ventilu $z_{max} = a/2$,
u ventilů s kuželovou nebo kulovou dosedací plochou $z'_{max} = z_{max}/\cos\beta$.

Ze zdvihu lze vypočítat síly a rozměry pružiny.



Obr. 119. Závislost součinitele ψ na hodnotě x

Síla při otevřeném ventilu

$$F_8 = \psi \cdot \frac{c_{max}^2}{2} \cdot \varrho \cdot S_1 - G,$$

síla při uzavřeném ventilu

$$F_1 = (0{,}3 \text{ až } 0{,}7) \cdot F_8 \,.$$

Vzdušníky

Za předpokladu nekonečně dlouhé ojnice je okamžitá rychlost pístu

$$c_x = c \cdot \sin \alpha,$$

kde α je úhel klikového hřídele.

Okamžitý objemový průtok

$$Q_{Vx} = S \cdot c \cdot \sin \alpha \,.$$

Objemový průtok kapaliny vytlačované pístem má sinusový průběh. Pro urychlování nerovnoměrně se pohybující kapaliny v sacím i výtlačném potrubí je zapotřebí tlak, který např. na sací straně snižuje sací výšku. Ke zmenšení těchto vlivů slouží vzdušníky, které se umísťují co nejblíže k ventilům (sníží se množství nerovnoměrně se pohybující kapaliny).

Výpočet vzdušníků

Za jednu otáčku dodá čerpadlo objem $S \cdot L$ rovnající se ploše $ABCA$ (*obr. 120*). Za předpokladu rovnoměrného průtoku se tato plocha rovná ploše obdélníka $ADEF$. V čase odpovídajícím bodu *1* až bodu *2* je vytlačováno do vzdušníku větší množství kapaliny než z něho vystupuje. Tento rozdíl ΔV je znázorněn plochou GBH. Od bodu *2* přes $CFA1$ se ze vzdušníku kapalina jen vytlačuje, což způsobuje kolísání její hladiny i tlaku vzduchu ve vzdušníku.

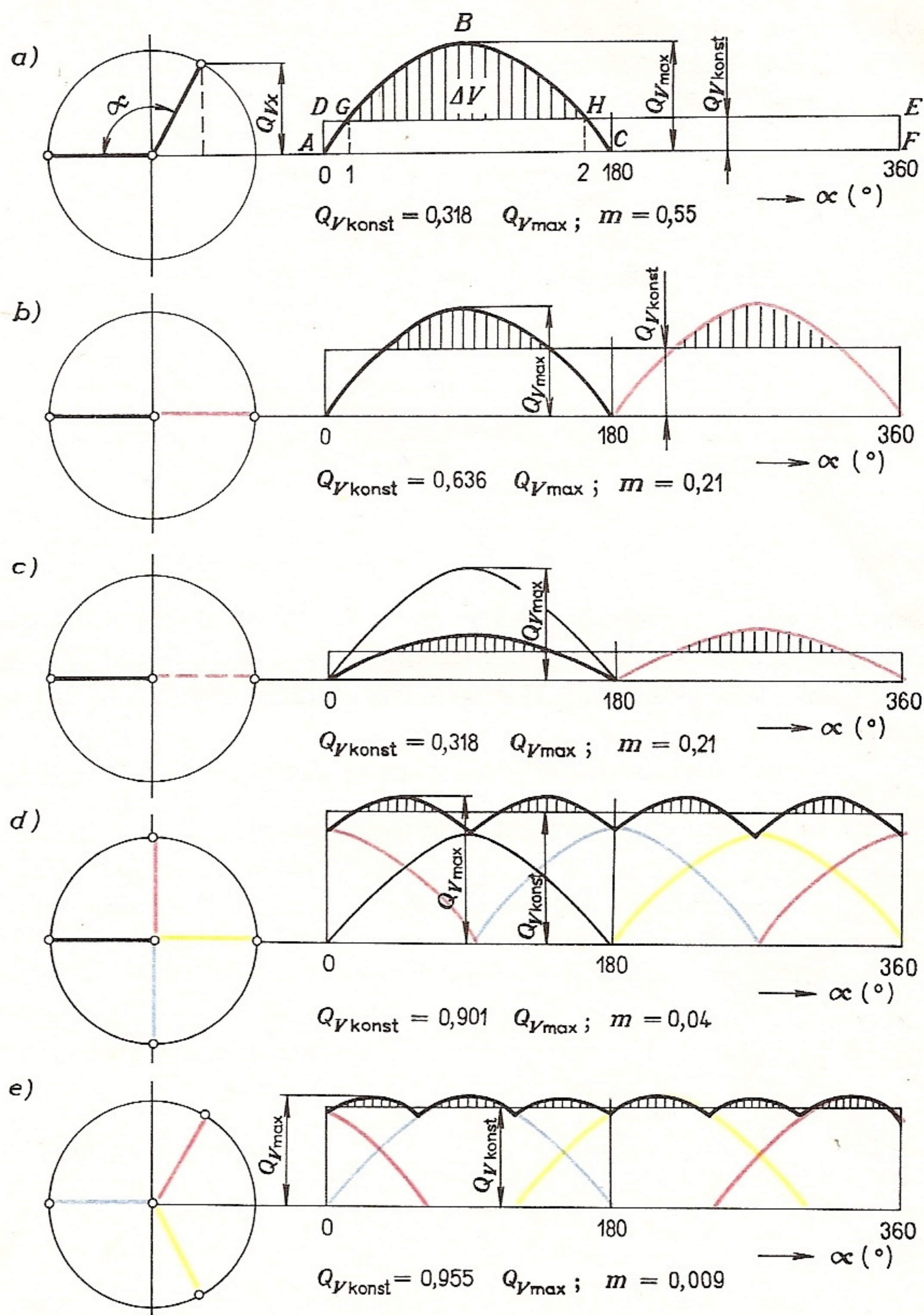
Označí-li se V jako střední objem vzdušníku, potom nejmenší objem vzdušníku $V_{min} = V - \Delta V/2$ a největší objem $V_{max} = V + \Delta V/2$. Rozdíl $\Delta V = V_{max} - V_{min} = V/x_1$.

Kolísání tlaku

$$\vartheta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{V + \Delta V/2}{V - \Delta V/2} = \frac{2x_1 + 1}{2x_1 - 1},$$

kde p_1 je tlak při nejnižší hladině,
p_2 – tlak při nejvyšší hladině.

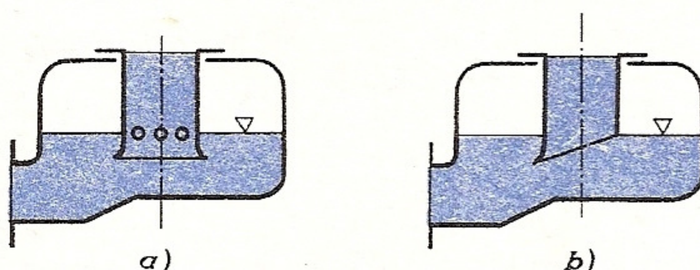
Z požadavku $\vartheta = 1$ by vyplývalo, že objem vzdušníku by musel být nekonečně velký. Proto se povoluje kolísání tlaku 1 až 5 %. Pro $\vartheta = 1{,}01$ až $1{,}05$ lze vypočítat, že $x_1 = 100$ až 20. Z *obr. 118* lze odvodit, že ΔV je m-tý díl zdvihového objemu



Obr. 120. Objemový průtok vody vytlačované čerpadlem do vzdušníku při 1 otáčce
a) jednočinné pístové čerpadlo, *b*) dvojčinné čerpadlo, *c*) diferenciální čerpadlo,
d) dvě dvojčinná čerpadla, *e*) čerpadlo se třemi písty

$\Delta V = m \,.\, S \,.\, L$ a $V = x_1 \,.\, m \,.\, S \,.\, L$. Objem vzduchu v sacím vzdušníku bývá $V = (5 \text{ až } 16)\, S \,.\, L$, ve výtlačném $V = (4 \text{ až } 9)\, S \,.\, L$ pro výtlačné potrubí délky 20 až 500 m a $V = (9 \text{ až } 16)\, S \,.\, L$ pro délky 500 až 2 000 m. Celkový objem vzdušníku se zřetelem na změnu vzduchového objemu $V_c = (1{,}2 \text{ až } 1{,}7)\, V$.

Z kapaliny se při sání uvolňuje vzduch, a proto se jeho objem v sacím vzdušníku zvětšuje. Konstrukce sacích vzdušníků (*obr. 121*) má zaručovat, aby se při každém zdvihu nasál jen malý objem vzduchu, jinak by vznikaly v potrubí rázy.



Obr. 121. Sací vzdušník s nátrubkem
a) nátrubek s otvory, *b*) nátrubek zešikmený

Sací koš

Zadržuje hrubé nečistoty rozptýlené ve vodě. Jeho čistá průtoková plocha má být aspoň 3 až 5krát větší než průřez sacího potrubí, aby měl malý odpor. Zpětný ventil v sacím koši umožňuje naplnění sacího potrubí kapalinou před spuštěním čerpadla.

Části klikového mechanismu byly probrány v učebnici SPS III – Mechanismy.

Příklad. Dvojčinné pístové čerpadlo má mít objemový průtok $Q_V = 2{,}5 \,.\, 10^{-3}\,\mathrm{m^3 \,.\, s^{-1}}$ ($2{,}5\,\mathrm{l \,.\, s^{-1}}$) při měrné energii $Y = 1\,200\,\mathrm{J \,.\, kg^{-1}}$ (dopravní výšce $H \doteq 120\,\mathrm{m}$). Vypočítejte: a) hlavní rozměry čerpadla, b) příkon čerpadla, c) rozměry ventilů, d) velikost vzdušníku.

a) Hlavní rozměry čerpadla

Zvoleno: $n = 2{,}4\,\mathrm{s^{-1}}$, $\lambda = 1{,}5$ a $\eta_V = 0{,}95$.

Průměr pístu

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q_V}{1{,}85\pi \,.\, \lambda \,.\, n \,.\, \eta_V}} = \sqrt[3]{\frac{4 \,.\, 2{,}5 \,.\, 10^{-3}\,\mathrm{m^3 \,.\, s^{-1}}}{1{,}85\pi \,.\, 1{,}5 \,.\, 2{,}4\,\mathrm{s^{-1}} \,.\, 0{,}95}} = 0{,}08\,\mathrm{m} = 80\,\mathrm{mm}\,.$$

Zdvih

$$L = \lambda \,.\, D = 1{,}5 \,.\, 0{,}08\,\mathrm{m} = 0{,}12\,\mathrm{m} = 120\,\mathrm{mm}\,.$$

b) Příkon čerpadla

Zvoleno: $\eta = 0{,}86$.

$$P = \frac{Q_V \,.\, \varrho \,.\, Y}{\eta} = \frac{2{,}5 \,.\, 10^{-3}\,\mathrm{m \,.\, s^{-1}} \,.\, 10^3\,\mathrm{kg \,.\, m^{-3}} \,.\, 1\,200\,\mathrm{J \,.\, kg^{-1}}}{0{,}86} = 3\,488\,\mathrm{W}\,.$$

Vzhledem k rozběhu zatíženého čerpadla se volí výkon elektromotoru o 30 % větší.

$$P_e = 1{,}3 \,.\, 3\,488\,\mathrm{W} = 4\,534\,\mathrm{W} \doteq 4{,}5\,\mathrm{kW}\,.$$

c) Rozměry ventilů

Pro toto čerpadlo jsou vhodné jednoprstencové ventily.

Zvoleno: $c_1 = 1{,}2\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}$.

Průtoková plocha ventilu

$$S_1 = \frac{S\,.\,c_s}{c_1} = \frac{\frac{1}{4}\pi\,.\,D^2\,.\,2L\,.\,n}{c_1} = \frac{\frac{1}{4}\pi\,.\,0{,}08^2\,\mathrm{m}^2\,.\,2\,.\,0{,}12\,\mathrm{m}\,.\,2{,}4\,\mathrm{s}^{-1}}{1{,}2\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}} = 0{,}002\,4\,\mathrm{m}^2\,.$$

U jednoprstencového ventilu $S_1 = \pi\,.\,d_1\,.\,a\,.\,k$. Součinitel zúžení průřezu žebry je zvolen $k = 0{,}9$, šířka mezery $a = 16\,\mathrm{mm}$.

Střední průměr ventilu

$$d_1 = \frac{S_1}{\pi\,.\,a\,.\,k} = \frac{0{,}002\,4\,\mathrm{m}^2}{\pi\,.\,0{,}016\,\mathrm{m}\,.\,0{,}9} = 0{,}053\,\mathrm{m} = 53\,\mathrm{mm}\,.$$

Obvod ventilu

$$O = 2\pi\,.\,d_1 = 2\pi\,.\,0{,}053\,\mathrm{m} = 0{,}333\,\mathrm{m}\,.$$

Plocha pístu

$$S = \frac{\pi\,.\,D^2}{4} = \frac{\pi\,.\,0{,}08^2\,\mathrm{m}^2}{4} = 0{,}005\,\mathrm{m}^2\,.$$

Poloměr kliky

$$r = \frac{L}{2} = \frac{0{,}12\,\mathrm{m}}{2} = 0{,}06\,\mathrm{m}\,.$$

Úhlová rychlost

$$\omega = 2\pi\,.\,n = 2\pi\,.\,2{,}4\,\mathrm{s}^{-1} = 15{,}1\,\mathrm{s}^{-1}\,.$$

Zvoleno: $\alpha = 0{,}7$ a $c_{\max} = 3{,}5\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}$.

Zdvih ventilu

$$z_{\max} = \frac{S\,.\,r\,.\,\omega}{\alpha\,.\,O\,.\,c_{\max}} = \frac{0{,}005\,\mathrm{m}^2\,.\,0{,}06\,\mathrm{m}\,.\,15{,}1\,\mathrm{s}^{-1}}{0{,}7\,.\,0{,}333\,\mathrm{m}\,.\,3{,}5\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}} = 0{,}005\,6\,\mathrm{m} = 5{,}6\,\mathrm{mm}\,.$$

Poměr

$$x = \frac{O\,.\,z_{\max}}{S_1} = \frac{0{,}333\,\mathrm{m}\,.\,0{,}005\,6\,\mathrm{m}}{0{,}002\,4\,\mathrm{m}^2} = 0{,}78\,.$$

Pro $x = 0{,}78$ je z diagramu odečtena hodnota $\psi = 16$; tíha ventilu je odhadnuta $G = 2{,}5\,\mathrm{N}$.

Síla pružiny při otevřeném ventilu

$$F_8 = \psi\,.\,\frac{c_1^2}{2}\,.\,S_1\,.\,\varrho - G = 16\,.\,\frac{1{,}2^2\,\mathrm{m}^2\,.\,\mathrm{s}^{-2}}{2}\,.\,0{,}002\,4\,\mathrm{m}^2\,.\,10^3\,\mathrm{kg}\,.\,\mathrm{m}^{-3} - 2{,}5\,\mathrm{N} \doteq$$

$$\doteq 25\,\mathrm{N}\,.$$

Síla při uzavřeném ventilu

$$F_1 = 0{,}5F_8 = 0{,}5 \,.\, 25\ \mathrm{N} = 12{,}5\ \mathrm{N}\,.$$

d) Výpočet vzdušníků
Zvoleno kolísání tlaku $\vartheta = 1{,}02$ čili

$$\vartheta = \frac{2x_1 + 1}{2x_1 - 1} = 1{,}02\,,\ \text{z toho}\ x_1 = 50\,.$$

Objem vzdušníku

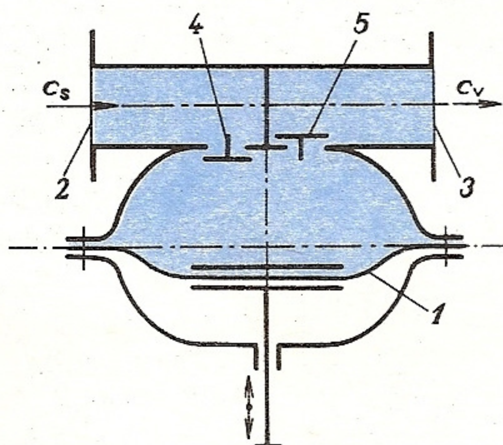
$$V = x_1 \,.\, \Delta V = x_1 \,.\, m \,.\, S \,.\, L = 50 \,.\, 0{,}21 \,.\, 0{,}005\ \mathrm{m}^2 \,.\, 0{,}12\ \mathrm{m} = 0{,}006\,3\ \mathrm{m}^3\,.$$

Celkový objem vzdušníku

$$V_c = (1{,}2\ \text{až}\ 1{,}7)\ V = 1{,}6 \,.\, 0{,}006\,3\ \mathrm{m}^3 = 0{,}01\ \mathrm{m}^3\,.$$

3.3.6 Membránová čerpadla

Čerpaná kapalina nepřichází do styku s ucpávkami, těsněním ani s pohyblivými částmi čerpadel, mohou tedy dopravovat chemicky aktivní látky i znečištěné kapaliny. Rozdělují se na čerpadla bez pístu (*obr. 122*) a s pístem (*obr. 123*). Jednoduché membránové čerpadlo bez pístu se používá, např. jako palivové čerpadlo u spalovacích motorů. Membránové čerpadlo s pístem pracuje při malých otáčkách s čistou vodou, která je od chemicky aktivní kapaliny oddělena membránou.

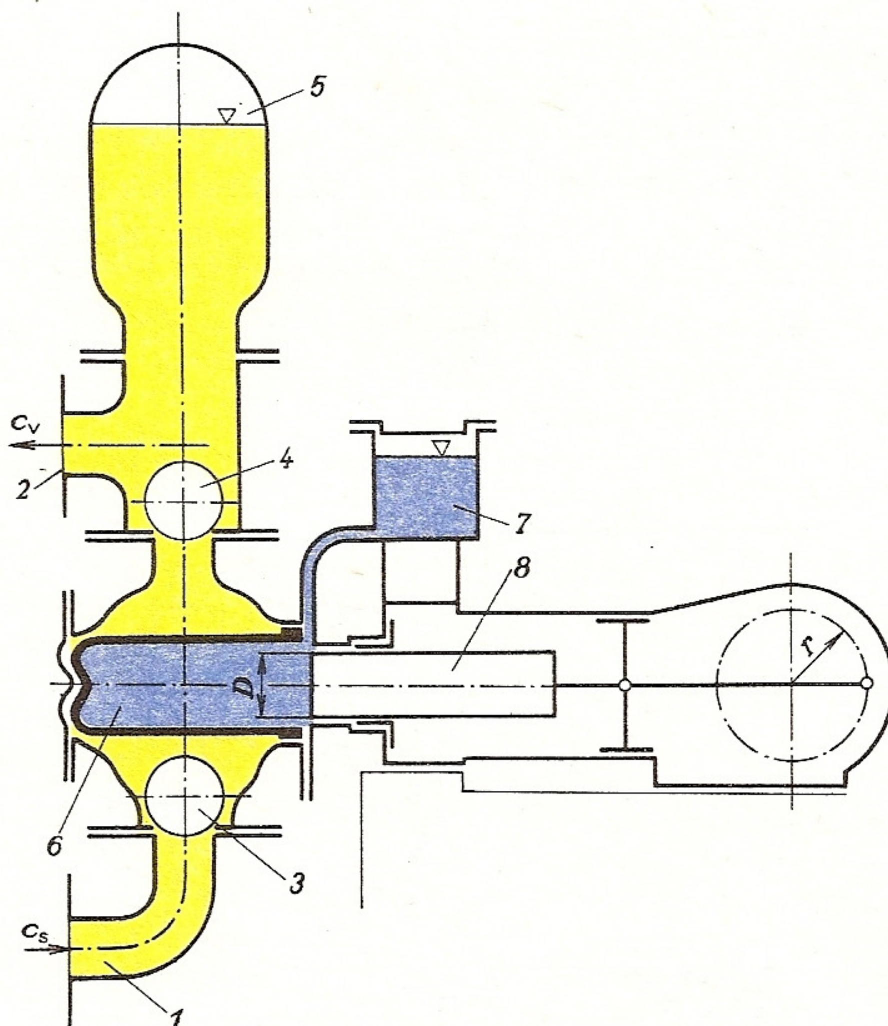


Obr. 122. Membránové čerpadlo
1 – membrána, *2* – sací hrdlo,
3 – výtlačné hrdlo, *4* – sací ventil,
5 – výtlačný ventil

3.3.7 Montáž, pohon, provoz a údržba čerpadel

Výrobní závod dodává zpravidla čerpadla již smontovaná. Na místě použití se provede montáž celého zařízení. Nejdříve se čerpadlo ustaví, popř. spojí s pohonem. Smontované čerpadlo se musí lehce otáčet, potom se připojí sací a výtlačné potrubí. Všechny díly čerpacího zařízení musí být dokonale vyčištěny a spojovací plochy musí dobře těsnit.

Pístová čerpadla jsou nejčastěji poháněna elektromotory. Mezi čerpadlo a motor je vložen převod klínovými řemeny nebo ozubenými koly. Spalovacími motory jsou čerpadla poháněna, např. v zemědělství a na stavbách.



Obr. 123. Membránové čerpadlo pro chemicky agresívní látky
1 — sací hrdlo, *2* — výtlačné hrdlo, *3* — sací ventil, *4* — výtlačný ventil, *5* — výtlačný vzdušník, *6* — membrána, *7* — nádrž s pracovní kapalinou, *8* — píst

Výrobní závod provádí přezkoušení několika čerpadel z každé série. Určuje se závislost měrné energie a příkonu na objemovém průtoku čerpadla.

Před uvedením do provozu se musí otevřít výtlačné potrubí, zkontrolovat stav mazacího oleje a naplnit čerpadlo provozní kapalinou, aby se zbytečně nezahřálo a nevyběhalo.

Při provozu je nutno kontrolovat objemový průtok čerpadla, tlak kapaliny, stav mazacího oleje, těsnost spojů a ucpávek, hlučnost a množství vzduchu ve vzdušníku. Provozní závady se obvykle projeví oteplováním součástí nebo zvýšenou hlučností; čerpadlo je nutno ihned zastavit, závady zjistit a odstranit.

Po skončení provozu se vypne motor, uzavře se výtlačné, popř. i sací potrubí a zkontroluje se celkový stav čerpadla.

Při dlouhodobém provozu se u čerpadel projeví opotřebení zvýšenou hlučností a zmenšeným průtokem. Opotřebení podléhají hlavní pohybující se části, tj. písty, ložiska, ucpávky a ventily. Úkolem údržby je tyto součásti opravit nebo vyměnit.

3.3.8 Výroba čerpadel v ČSSR

V Československu má výroba čerpadel dlouholetou tradici. Výrobcem pístových čerpadel je n. p. Sigma Hranice, v jehož výrobním programu jsou např. čerpadla ležatá pístová dvouválcová, ležatá vyplachovací, tříplunžrová nízkotlaká, plunžrová vysokotlaká, plunžrová horizontální, parní pístová apod.

Výběr čerpadel s hlavními technickými údaji je v *tab. 34*.

Tab. 34. Hlavní technické údaje vybraných pístových čerpadel

Typ	Počet pístů	D (mm)	L (mm)	Q_V ($m^3 . s^{-1}$)	Y ($kJ . kg^{-1}$)	n (s^{-1})	P (kW)	m (kg)
LPL 40	3	40	40	0,001	8	7,5	10	560
40 PVA	3	50	90	0,002	10	4.2	24	320
LPV	2	100	250	0,007	6,4	1	42	2 680
4 H	3	90	225	0,015	12	4	227	7 500
PCB 350	6	140	350	0,080	10	2,5	1 000	22 000

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Jaké měrné energie rozeznáváme u čerpadel?
2. Na čem je závislá sací měrná energie čerpadla?
3. Vypočítejte sací měrnou energii čerpadla s objemovým průtokem $Q_V = 3 . 10^{-3}\ m^3 . s^{-1}$ při geodetické sací výšce $z_{sg} = 5$ m. Na ocelovém sacím potrubí ($\lambda = 0{,}03$) o průměru 50 mm a dlouhém 10 m je sací koš ($\xi_1 = 8$) a oblouk 90° ($\xi = 1{,}5$).
4. Na čem je závislý příkon čerpadel?
5. Jaké druhy účinností rozeznáváme u čerpadel?
6. Vypočítejte objemový průtok čerpadla na vodu s příkonem $P = 6$ kW, jestliže měrná energie čerpadla $Y = 1\,500\ J . kg^{-1}$ a účinnost čerpadla $\eta = 0{,}82$.
7. Naskicujte základní druhy čerpadel. Jaké je jejich použití?
8. Vypočítejte objemový průtok jednočinného pístového čerpadla, jestliže průměr pístu $D = 50$ mm, zdvih $L = 150$ mm, otáčky $n = 3\ s^{-1}$ a $\eta_V = 0{,}97$.
9. Vypočítejte objemovou účinnost a průměr menšího pístu diferenciálního čerpadla s objemovým průtokem $Q_V = 0{,}65 . 10^{-3}\ m^3 . s^{-1}$, jestliže průměr většího pístu $D = 60$ mm, zdvih $L = 120$ mm a otáčky $n = 2\ s^{-1}$.
10. Jaké ventily se používají u pístových čerpadel?
11. Z jakých rovnic vycházíme při výpočtu ventilů?
12. Jaký je význam vzdušníků?
13. Jak se vypočítá objem vzdušníku?
14. Naskicujte membránové čerpadlo bez pístu. Jaké je jeho použití?
15. Jaké jsou zásady pro provoz a údržbu čerpadel?

3.4 Ostatní hydrostatická čerpadla

Kromě již probraných pístových čerpadel existují ještě jiná hydrostatická čerpadla (*tab. 1*).

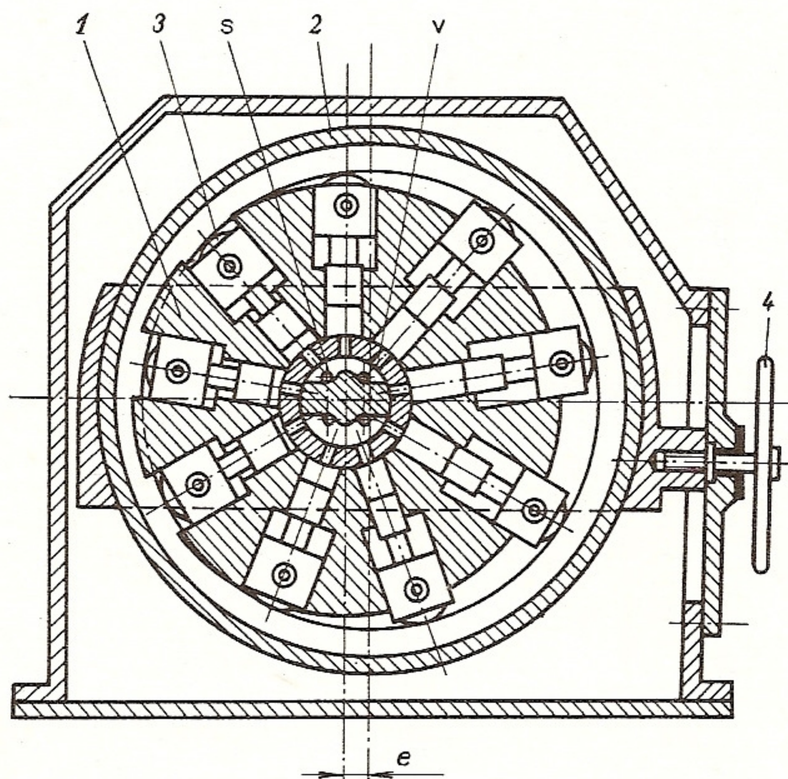
Ve skupině čerpadel s kmitavým pohybem – pístových – jsou to čerpadla radiální a axiální.

Ve skupině čerpadel rotačních jsou to čerpadla lamelová, zubová a vřetenová.

Konstrukce, základní výpočty a charakteristické znaky těchto čerpadel viz *tab. 35*.

3.4.1 Radiální a axiální pístová čerpadla

Tyto stroje jsou nejčastěji používány jako hydrogenerátory. Jsou to v podstatě čerpadla, která mají za úkol dodávat kapalinu o vysokém tlaku. Mohou pracovat také obráceně jako hydromotory, tj. jako stroje, které přeměňují tlakovou energii kapaliny v energii mechanickou.



Obr. 124. Radiální pístové čerpadlo
1 – rotor, *2* – stator, *3* – vodicí kladky pístu, *4* – regulační kolo, s – sací otvory, v – výtlačné otvory, *e* – výstřednost rotoru

Radiální a axiální pístová čerpadla se nejčastěji používají jako zdroje tlaku a oběhu oleje u hydraulických obvodů strojů a zařízení v dopravě, dolech a zemědělství. K jejich výhodám patří, že hmoty, které konají vratný pohyb, jsou malé, a proto mohou mít velké otáčky. Odpadá nutnost používat převodovky a také účinnost je vyšší než u odstředivých čerpadel. Nemají sací ani výtlačné ventily, přívod a výtlak oleje je řízen válcovým nebo čelním rozváděčem.

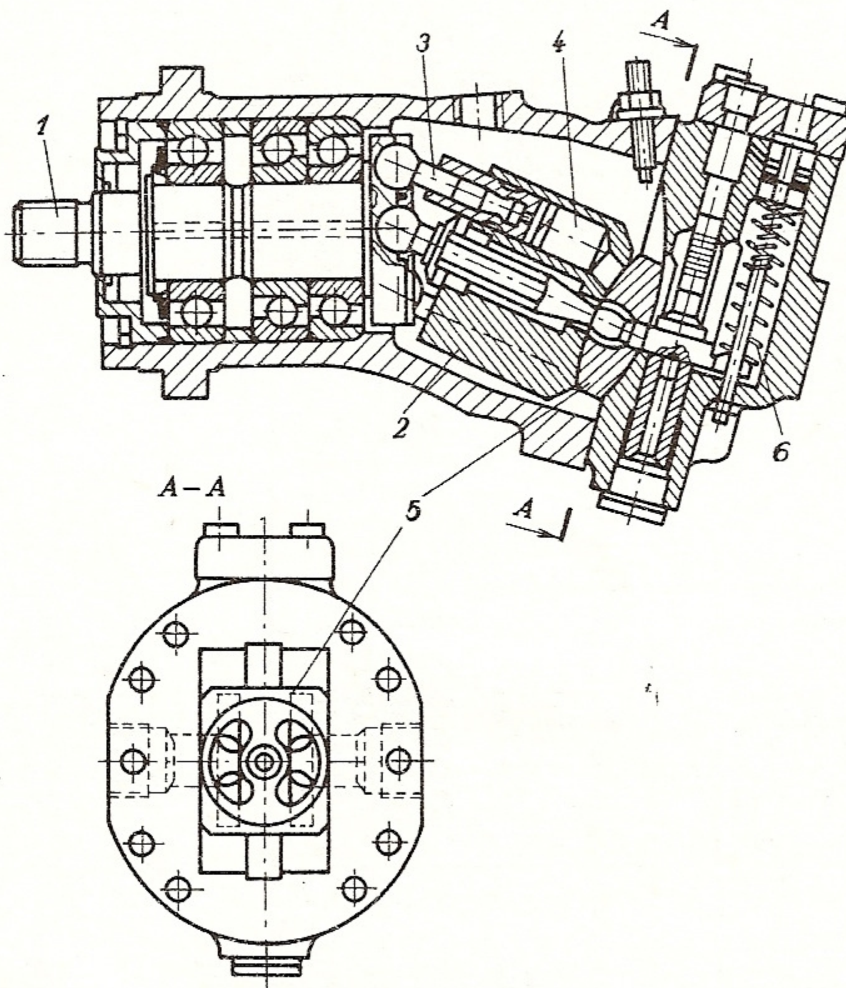
Tab. 35. Hydrogenerátory, hydromotory a ostatní hydrostatická čerpadla

Typ	Schéma	Popis	Výpočet	Poznámka
Čerpadla pístová radiální	*a)*	*1* – stator *2* – rotor *3* – píst *4* – výtlačný otvor *5* – sací otvor	$Q_V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z \cdot 2e \cdot n \cdot \eta_V$ D – průměr pístů z – počet pístů e – výstřednost n – otáčky rotoru η_V – objemová účinnost 0,7 až 0,9	Tlaky do 36 MPa. $Q_V = 0$ až $0{,}05\ m^3 \cdot s^{-1}$. Hydraulické systémy strojů a zařízení v dolech, v dopravě průmyslu, zemědělství.
Čerpadla pístová axiální	*b)*	*1* – stator *2* – rotor *3* – píst *4* – unášecí deska *5* – rozváděcí deska *6* – výtlačný otvor *7* – sací otvor	$Q_V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z \cdot e \cdot n \cdot \eta_V$ $e = D_r \sin \alpha$ D_r – roztečný průměr pístů v rotoru Ostatní označení stejné jako u radiálního čerpadla.	Tlaky do 40 MPa. Q_V až $0{,}05\ m^3 \cdot s^{-1}$. Otáčky až $200\ s^{-1}$. Použití u většiny hydrostatických mechanismů. $\alpha_{max} = 25°$.
Čerpadla rotační lamelová	*c)*	*1* – stator *2* – rotor *3* – lopatka	$Q_V = 2\pi \cdot D \cdot l \cdot e \cdot n \cdot \eta_V$ D – vnitřní průměr statoru b – šířka lamely e – výstřednost rotoru n – otáčky $\eta_V = 0{,}6$ až $0{,}9$	Tlaky do 14 MPa. Hydraulické systémy v automobilech, obráběcích strojích, v automatizačních zařízeních.

Čerpadla rotační zubová	*d)* (labels: m, D, 1, 2, 3, 4)	*1* – těleso čerpadla *2* – ozubená kola *3* – sací otvor *4* – výtlačný otvor	$Q_V = 2m \,.\, b \,.\, v \,.\, \eta_V$, D – roztečný průměr kola m – modul b – šířka zubů v – obvodová rychlost na roztečné kružnici $\eta_V = 0{,}6$ až $0{,}9$	Tlaky do 16 MPa. $Q_V = 0{,}02\ m^3 \,.\, s^{-1}$. Použití u obráběcích strojů, hydraulika u automobilů, traktorů, letadel.
Čerpadla rotační vřetenová (šroubová)	*c)* (labels: 3, 4, 2, 1)	*1* – těleso čerpadla *2* – vřetena *3* – sací otvor *4* – výtlačný otvor	$Q_V = \pi \,.\, D \,.\, h \,.\, b \,.\, n \,.\, \eta_V$ D – roztečný průměr vřetena h – výška profilu závitu b – šířka drážky závitu na průměru D $\eta_V = 0{,}6$ až $0{,}8$	Tlaky do 20 MPa. $Q_V = 0{,}05\ m^3 \,.\, s^{-1}$ i více. Otáčky až $180\ s^{-1}$. Výhodou jsou malé rozměry. Hydraulické systémy turbín, posuv brousicích strojů.

Průtok tlakové kapaliny, nejčastěji oleje, se reguluje změnou zdvihu pístu od nuly do maxima při konstantních otáčkách rotoru.

Radiální pístové čerpadlo (*obr. 124*). Při otáčení rotoru se písty vlivem odstředivé síly opírají vodicími kladkami o vnitřní stěnu statoru, jehož nastavení vůči ose



Obr. 125. Hydromotor s axiálními písty
1 – hřídel, *2* – rotor, *3* – písty, *4* – válec, *5* – rozdělovač, *6* – seřizovací pružina

rotoru způsobuje pohyb pístů, a tím čerpání oleje. Olej se přivádí do čerpadla vybráním v hřídeli rotoru. Pro malé průtoky jsou samonasávací, větší čerpadla musí mít na vstupu tlak asi 0,3 MPa.

Příkon pro pohon čerpadla

$$P = \frac{Q_V \cdot p}{\eta}, \quad \text{popř.} \quad P = \frac{Q_m \cdot Y}{\eta},$$

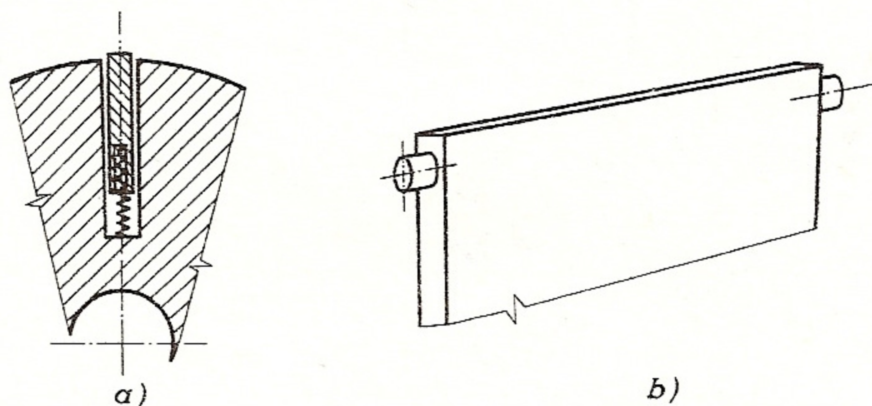
kde η je účinnost čerpadla – bývá 0,5 až 0,8.

Axiální pístové čerpadlo (*obr. 125*) pracuje jako hydromotor. Rotor *2* je naklínován na hřídeli *1*. Přivedením tlakové kapaliny dochází k pohybu pístů, uložených v rotoru, který se otáčí a přenáší kroutící moment na hřídel *1*.

Axiální pístová čerpadla mají na rozdíl od radiálních dobrou účinnost i při nízkém provozním tlaku, mají menší rozměry a hmotnost.

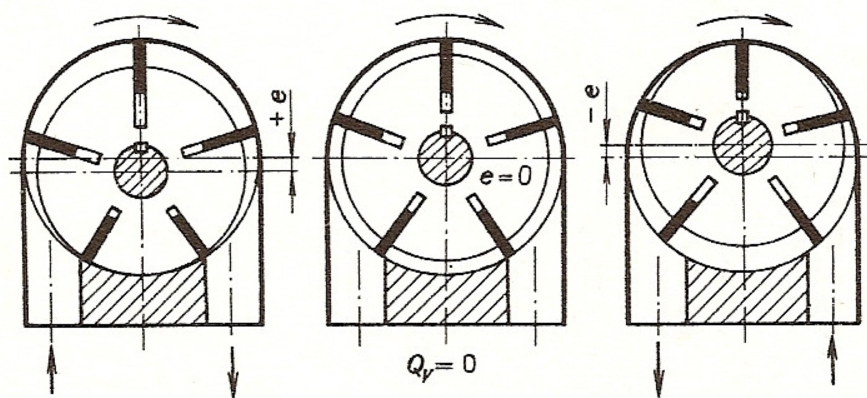
3.4.2 Rotační čerpadla

Rotační lamelová čerpadla (*tab. 35c*). Kapalina je dopravována v prostorách mezi lopatkami, které jsou vedeny v radiálních drážkách vytvořených v rotoru. Aby bylo vedení lopatek přesné, jsou přitlačovány pružinou nebo vedeny kladkami (*obr. 126*).



Obr. 126. Vedení lopatek rotačních lamelových čerpadel
a) vedení lopatky pružinou, *b*) vedení lopatky kladkami

Je-li stator přestavitelný vůči ose rotoru, může čerpadlo pracovat s proměnným průtokem a může plynule měnit smysl toku kapaliny při zachování smyslu otáčení rotoru (*obr. 127*). Rotor lamelového čerpadla je na polovině obvodu namáhán tlakem kapaliny. Tím jsou také namáhána ložiska a hřídel rotoru. Proto se používají pro tlaky max. 2 MPa. Pro vyšší tlaky, asi do 14 MPa, jsou vhodná vyvážená čerpadla (*obr. 128*), u kterých nelze regulovat průtok.

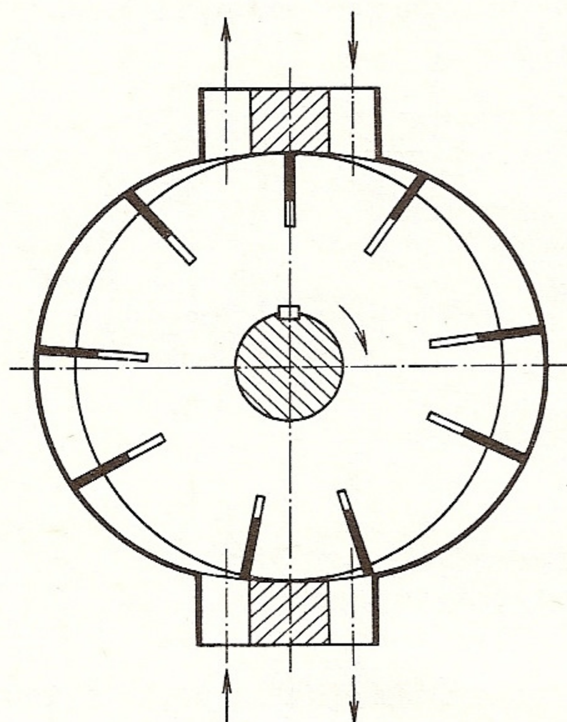


Obr. 127. Schéma regulace rotačních lamelových čerpadel

Rotační zubová čerpadla (*tab. 36d*) patří k nejrozšířenějším čerpadlům s konstantním průtokem. Jsou konstrukčně i technologicky nejjednodušší, provozně nejspolehlivější a nejsou náročná na údržbu.

Zubové čerpadlo se obvykle skládá z páru ozubených kol, která jsou v záběru. Kola jsou uložena s malou vůlí v tělese. Jedno z kol je spojeno s hnacím motorem.

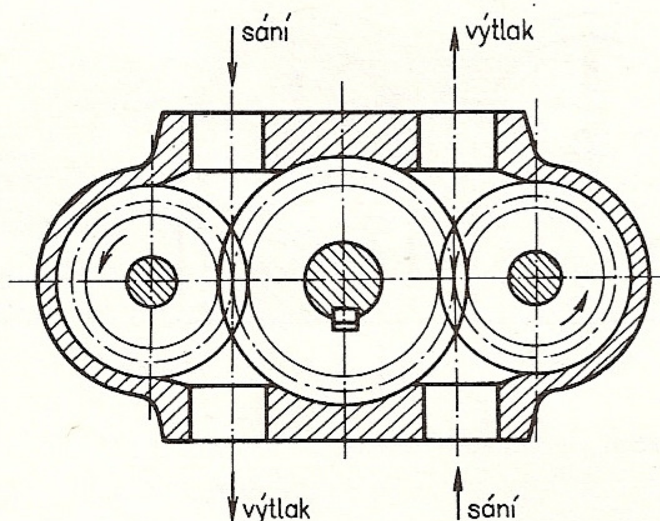
Čerpaný olej je unášen po obvodě v zubových mezerách ozubených kol. Zpětnému pronikání oleje do sacího potrubí brání záběr zubů ozubených kol. Protože se však část oleje v zubové mezeře při záběru zubů stlačuje a roste jeho tlak, kterým



Obr. 128. Vyvážené rotační lamelové čerpadlo

jsou namáhána ložiska a pohon čerpadla, musí být na vnitřních plochách čelních vík čerpadla drážky, kterými se olej odvádí.

Pro $Q_V > 0{,}02\,\mathrm{m^3\,.\,s^{-1}}$ se spojují dvě nebo více čerpadel vedle sebe, např. se třemi ozubenými koly (*obr. 129*).



Obr. 129. Zubové čerpadlo se třemi koly

Rovnoměrnost průtoku závisí na počtu zubů; čím je jich více, tím je průtok rovnoměrnější. Proto musí být zubů nejméně 20. Na činnost zubového čerpadla má také vliv viskozita čerpané kapaliny, proto výrobce čerpadel uvádí v technických podmínkách doporučený druh kapaliny (oleje).

Rotační vřetenová čerpadla (*tab. 35e*) – někdy se nazývají též rotační šroubová. Je to zvláštní druh zubových čerpadel, nedají se regulovat a jsou bez ventilů. Proti zubovým čerpadlům mají tyto výhody:

rovnoměrný průtok bez pulsací,
tichý chod,
dlouhou životnost,
vyšší provozní tlaky – až 20 MPa,
větší objemový průtok – $0{,}05\ \mathrm{m^3 \,.\, s^{-1}}$ i více.

Nevýhodou vřetenových čerpadel je nutná přesnost výroby, která brání jejich širokému uplatnění.

Příklad. Vypočítejte objemový průtok a potřebný příkon zubového čerpadla, je-li dáno: $b = 20\ \mathrm{mm}$, $z = 22$, $m = 3\ \mathrm{mm}$, $n = 24\ \mathrm{s^{-1}}$, $p = 4\ \mathrm{MPa}$, $\eta_V = 0{,}8$, $\eta = 0{,}6$.

Objemový průtok

$$Q_V = 2m \,.\, b \,.\, v \,.\, \eta_V \,.$$

Po dosazení za $v = \pi \,.\, D \,.\, n$

$$Q_V = 2m \,.\, b \,.\, \pi \,.\, D \,.\, n \,.\, \eta_V \,, \quad D = m \,.\, z = 3\ \mathrm{mm} \,.\, 22 = 66\ \mathrm{mm} \,,$$

$$Q_V = 2 \,.\, 3 \,.\, 10^{-3}\ \mathrm{m} \,.\, 20 \,.\, 10^{-3}\ \mathrm{m} \,.\, \pi \,.\, 66 \,.\, 10^{-3}\ \mathrm{m} \,.\, 24\ \mathrm{s^{-1}} \,.\, 0{,}8 =$$
$$= 477{,}7 \,.\, 10^{-6}\ \mathrm{m^3 \,.\, s^{-1}} \,.$$

Příkon čerpadla

$$P = \frac{Q_V \,.\, p}{\eta} = \frac{477{,}7 \,.\, 10^{-6}\ \mathrm{m^3 \,.\, s^{-1}} \,.\, 4 \,.\, 10^6\ \mathrm{Pa}}{0{,}6} = 3\,184{,}7\ \mathrm{W} \,.$$

Počítáme-li s možností 50% přetížení, musí mít hnací elektromotor výkon

$$P_1 = 1{,}5P = 1{,}5 \,.\, 3\,184{,}7\ \mathrm{W} = 4\,777\ \mathrm{W} \doteq 4{,}78\ \mathrm{kW} \,.$$

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Vyjmenujte výhody radiálních a axiálních pístových čerpadel.
2. Jakým způsobem se regulují rotační lamelová čerpadla?
3. Co ovlivňuje rovnoměrnost průtoku u zubových čerpadel?
4. Vypočítejte průtok a potřebný příkon axiálního pístového čerpadla, je-li dáno: počet pístů $i = 9$, průměr pístů $D = 12\ \mathrm{mm}$, roztečný průměr pístů $D_r = 48\ \mathrm{mm}$, $p = 4\ \mathrm{MPa}$, $\alpha = 20°$, $n = 45\ \mathrm{s^{-1}}$, $\eta_V = 0{,}9$, $\eta = 0{,}8$.
5. Kolik pístů musíme volit u čerpadla s oběžnými písty, aby nerovnoměrnost průtoku byla nejvýše 0,6 %.

3.5 Pístové kompresory a vývěvy

3.5.1 Význam a použití pístových kompresorů

Význam použití stlačených plynů a par stoupá ve všech odvětvích našeho hospodářství. Stlačený vzduch se používá nejen v hutnictví, hornictví, stavebnictví a strojírenství, ale i v chemickém průmyslu, např. při výrobě plastů a čpavku, v hornictví pro pohon vzduchových motorů, v průmyslu sklářském a energetice. Velký význam má využití stlačených par v chladírnách a mrazírnách. Ve strojírenství se používá stlačený vzduch, např. při upínání nástrojů a materiálu, při odlévání kovů ve vakuu apod. Ve všech průmyslových oborech přináší použití stlačeného vzduchu zhospodárnění výroby.

Rozdělení pístových kompresorů

Kompresory jsou stroje, které slouží k opakovanému stlačování plynů a par. Pístové kompresory jsou určeny, podobně jako pístová čerpadla, pro střední a vysoké výtlačné tlaky. Zároveň se používají i pro velké objemové průtoky.

Při stlačování se mechanická práce přivedená do kompresoru částečně mění v teplo. Proto kompresory patří mezi stroje hnané a tepelné.

Podle výtlačného tlaku se rozdělují takto:

vývěvy – $p_v = 0,1$ MPa,

dmýchadla – $p_v = 0,1$ až 0,3 MPa,

kompresory – p_v je větší než 0,3 MPa.

Podle počtu stupňů jsou:

jednostupňové,

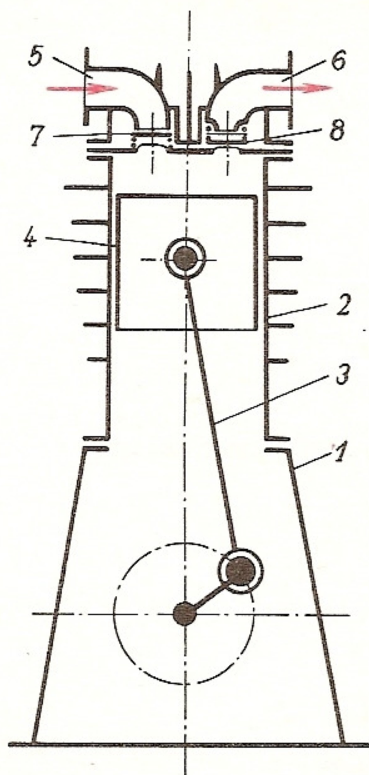
vícestupňové.

Kompresory lze dále dělit podle velikosti objemového průtoku, druhu stlačované látky, druhu pohonu, uspořádání válců, způsobu chlazení apod.

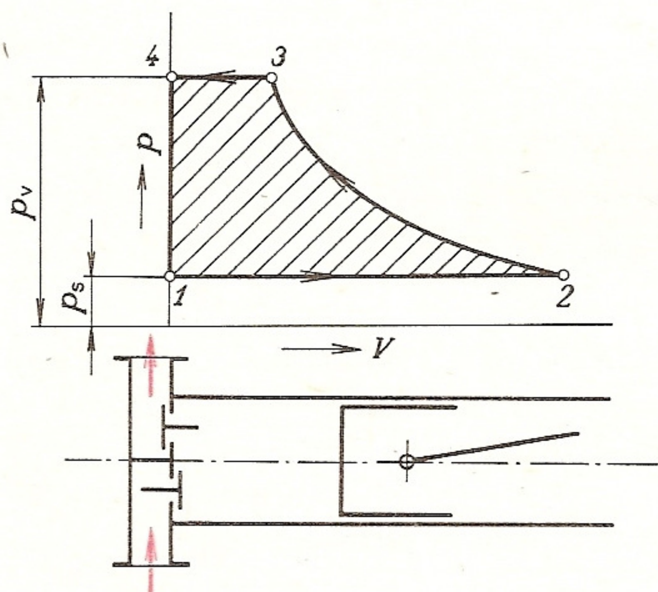
3.5.2 Pracovní oběhy pístového kompresoru

Pracovní oběh pístového kompresoru (*obr. 130*) je dán vratným pohybem pístu, při kterém se plyn postupně nasává, stlačuje a vytlačuje. Oběh se znázorňuje v tlakovém diagramu. Při nejjednodušším oběhu se neuvažuje škodlivý prostor (*obr. 131*). Při pohybu pístu z horní úvratě do dolní je sací ventil otevřen, nastává sání (úsečka *1–2*). V bodě *2* se sací ventil uzavře. Při zpětném pohybu pístu se plyn uzavřený v prostoru válce stlačuje adiabaticky podle křivky *2–3*. V bodě *3* se otevře výtlačný ventil a nastává výtlak *3–4*. V bodě *4* se uzavře výtlačný ventil. Při pohybu pístu z horní úvratě do dolní nastává nejdříve prudký pokles tlaku *4–1*. V bodě *1* se sací ventil otevře a celý děj se opakuje.

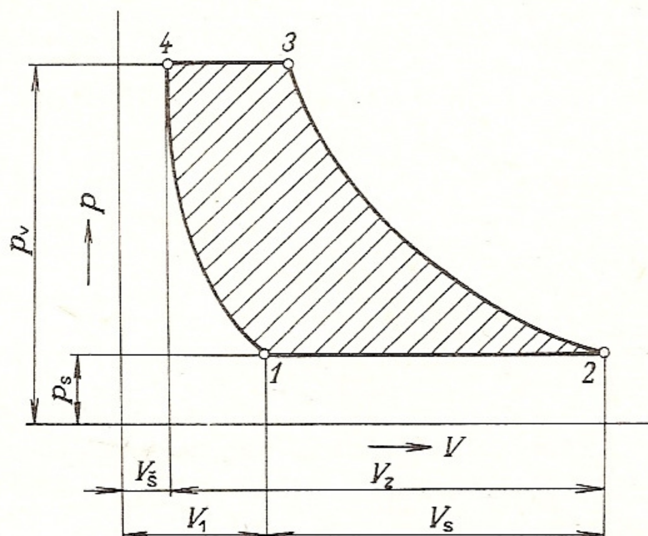
U skutečného kompresoru nevytlačí píst po dosažení horní úvratě všechen plyn z prostoru válce. V tomto tzv. škodlivém prostoru zůstává objem plynu $V_š$ (*obr. 132*). Při zpětném pohybu pístu plyn ze škodlivého prostoru expanduje adiabaticky z výtlačného tlaku na sací podle adiabaty *4–1* a vyplní část prostoru válce, o kterou se zmenší objem nasátého plynu.



Obr. 130. Schéma pístového kompresoru
1 – kliková skříň, *2* – válec, *3* – ojnice, *4* – píst, *5* – sací hrdlo, *6* – výtlačné hrdlo, *7* – sací ventil, *8* – výtlačný ventil



Obr. 131. Tlakový diagram kompresoru bez škodlivého prostoru



Obr. 132. Tlakový diagram kompresoru se škodlivým prostorem

Objemová účinnost

Poměr skutečně nasátého objemu plynu V_s a zdvihového objemu V_z se nazývá objemová (volumetrická) účinnost

$$\eta_V = \frac{V_s}{V_z}.$$

Podle *obr. 132* platí

$$V_š + V_z = V_1 + V_s.$$

Objem V_1, na který plyn expanduje, se vypočítá z rovnice adiabaty

$$p_s \, . \, V_1^\varkappa = p_v \, . \, V_š^\varkappa.$$

Dosazením a úpravou

$$\eta_V = 1 - \varepsilon \, . \left[\left(\frac{p_v}{p_s}\right)^{1/\varkappa} - 1\right],$$

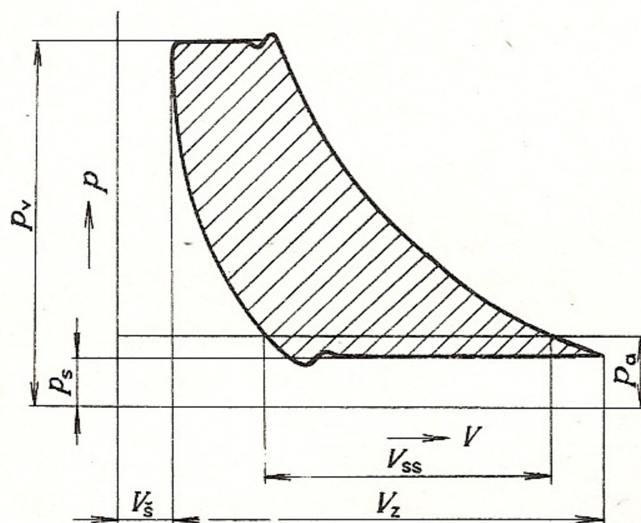
kde $\varepsilon = V_š/V_z$ je poměrná velikost škodlivého prostoru (bývá 0,05 až 0,15). Poměr $p_v/p_s = \pi$ se nazývá kompresní poměr, p_s je sací tlak (MPa), p_v – výtlačný tlak (MPa).

Objemová účinnost pístového kompresoru je závislá na poměrné velikosti škodlivého prostoru a na velikosti kompresního poměru.

Poznámka. Při $\pi \geqq 4$ a nižších otáčkách je nutno místo adiabatických změn uvažovat změny polytropické.

Průtokové odpory a dopravní účinnost

Při průtoku plynu sacími kanály a ventily dochází k jeho škrcení, a tím vznikají tlakové ztráty. Sací tlak se sníží z p_a na p_s (*obr. 133*). Ztráty škrcením rostou se stoupající rychlostí pístu a jejich vlivem se sníží objemová účinnost na dopravní účinnost, která udává poměr hmotnosti vytlačovaného plynu během jedné otáčky k hmotnosti plynu, který by vyplnil zdvihový objem při tlaku a teplotě v sacím



Obr. 133. Skutečný tlakový diagram kompresoru s průtokovými odpory

potrubí. Hmotnost vytlačovaného plynu bývá vlivem ohřívání plynu při sání a netěsností kompresoru menší o 4 až 10 %, než se vypočítá ze zdvihového objemu.

Dopravní účinnost

$$\eta_d = \eta_V - (0{,}04 \text{ až } 0{,}1)\,.$$

3.5.3 Výpočet hlavních rozměrů a příkonu kompresoru

Hlavní rozměry pístového kompresoru jsou průměr válce D a zdvih pístu L. Pro výpočet bývá obvykle zadán objemový průtok Q_V, sací tlak p_s a výtlačný p_v. Hlavní rozměry se určí z rovnice pro objemový průtok:

$$Q_V = i\,.\,S\,.\,L\,.\,n\,.\,\eta_d = i\,.\,\frac{\pi\,.\,D^2}{4}\,.\,L\,.\,n\,.\,\eta_d\,.$$

U několika válcového kompresoru se dělí levá strana rovnice počtem válců. Pro výpočet se volí poměr $\lambda = L/D$ (*tab. 36*). Pak lze postupovat dvěma způsoby:

Tab. 36. Hodnoty poměru $\lambda = L/D$

Druhy kompresorů	λ
Rychloběžné a vývěvy	od 0,5
Freonové	0,7 až 0,9
Čpavkové	0,9 až 1,1
Vysokotlaké	4 až 6

Tab. 37. Střední pístová rychlost c_s

Druhy kompresorů	c_s $(\mathrm{m\,.\,s^{-1}})$
Malé	až 2
Střední	až 3
Velké	až 5
Pojízdné soupravy	5 i více

a) *volí se otáčky;* $n = (5 \text{ až } 25)\,\mathrm{s^{-1}}$ pro stojaté a $n = (2 \text{ až } 5)\,\mathrm{s^{-1}}$ pro ležaté kompresory. Po dosazení

$$Q_V = i\,.\,\frac{\pi\,.\,D^2}{4}\,.\,\lambda\,.\,D\,.\,n\,.\,\eta_d\,.$$

Z této rovnice se vypočítá průměr válce D, který se zaokrouhlí podle průměru pístních kroužků.

Zdvih pístu

$$L = \lambda\,.\,D\,.$$

Dále se kontroluje střední pístová rychlost a skutečný objemový průtok;

b) *volí se střední pístová rychlost* c_s (*tab. 37*). Po dosazení průměr válce

$$D = \sqrt{\frac{8Q_V}{i \,.\, \pi \,.\, c_s \,.\, \eta_d}},$$

zdvih pístu

$$L = \lambda \,.\, D,$$

otáčky

$$n = \frac{c_s}{2L}.$$

Práce kompresoru

Plocha diagramu p–V pracovního oběhu kompresoru odpovídá práci kompresoru (*obr. 131*). Vypočítá se ze vztahu

$$A = -\int_{p_s}^{p_v} V \,.\, \mathrm{d}p \,.$$

Po dosazení objemu V, např. z rovnice izotermy $p_s \,.\, V_s = p \,.\, V$ a po integraci se izotermická práce

$$A_{iz} = p_s \,.\, V_s \,.\, \ln \frac{p_v}{p_s}.$$

Podobně lze vypočítat práci adiabatickou a polytropickou.

Příkon kompresoru se vypočítá ze vztahů odvozených pro práci, např. příkon při izotermické kompresi

$$P_{iz} = \frac{A_{iz}}{t} = \frac{p_s \,.\, V_s \,.\, \ln (p_v/p_s)}{t} = p_s \,.\, Q_V \,.\, \ln \frac{p_v}{p_s},$$

nebo z rovnice pro indikovaný příkon

$$P_i = Q_V \,.\, \varrho \,.\, Y_i = Q_V \,.\, p_i \,.$$

Užitečný (efektivní) příkon

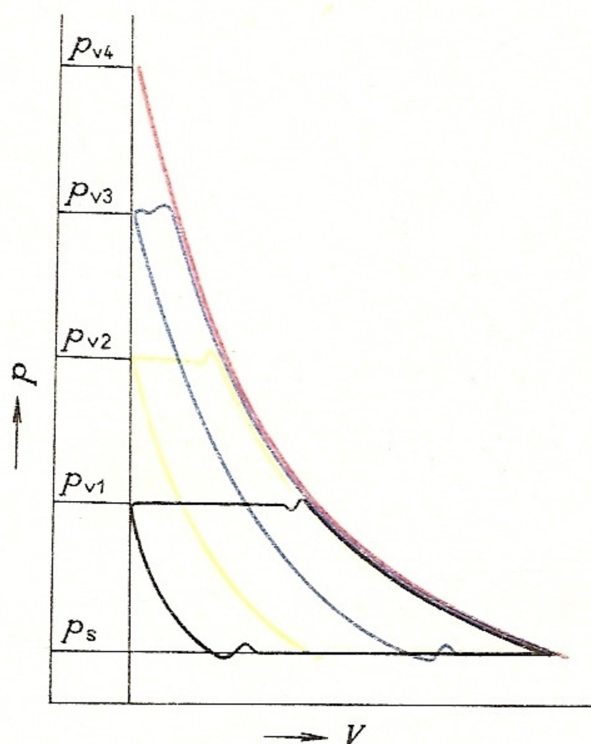
$$P_e = Q_V \,.\, p_i \,.\, \frac{1}{\eta_m},$$

kde η_m je mechanická účinnost, $\eta_m = 0{,}85$ až $0{,}95$.

3.5.4 Několikastupňová komprese

Je-li zvyšován kompresní poměr, snižuje se objemová účinnost. Zvýší-li se kompresní poměr při polytropické kompresi až na hodnotu $\pi = (1/\check{s} + 1)^n$, klesne η_V až na nulu (*obr. 134*).

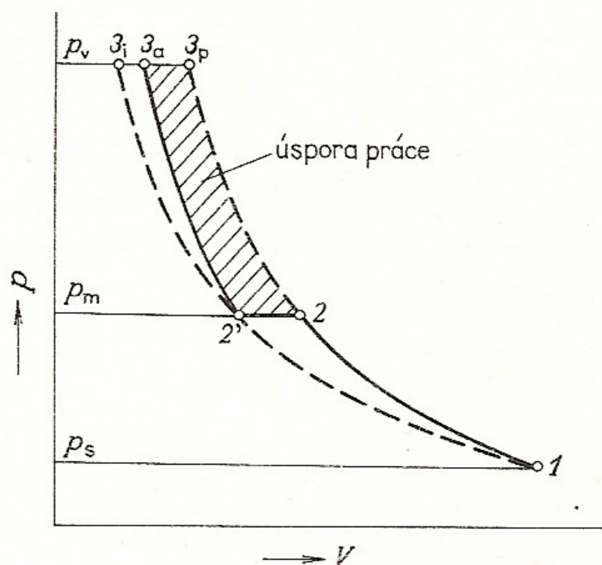
Současně stoupá i teplota, což nepříznivě působí na činnost výtlačných ventilů, zhoršuje se mazání a vzniká nebezpečí vznícení oleje. Z těchto důvodů se dělí komprese do několika stupňů. Mezi jednotlivé stupně se zařazují mezichladiče. Například u dvoustupňového kompresoru (*obr. 135*) se plyn nejdříve stlačí v prvním stupni, v mezichladiči se ochladí téměř na původní teplotu (tím se zmenší jeho objem) a v druhém stupni se stlačí na požadovaný tlak. Stlačení se blíží izotermické kompresi. Práce potřebná ke stlačení se zmenší (šrafovaná plocha na *obr. 135*). Na *obr. 136* je skutečný diagram *p–V* dvoustupňového kompresoru.



Obr. 134. Zhoršování objemové účinnosti se stoupajícím kompresním poměrem

Výpočet tlaků při několikastupňové kompresi

Jestliže je kompresní poměr ve všech stupních stejný, je kompresní práce nejmenší.

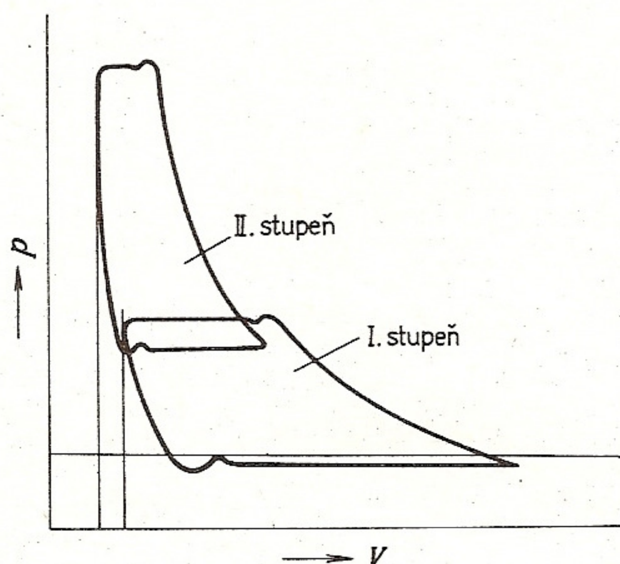


Obr. 135. Ideální tlakový diagram dvoustupňového kompresoru

Pro dvoustupňový kompresor platí

$$\pi = \frac{p_m}{p_s} = \frac{p_v}{p_m},$$

kde $p_m = \sqrt{p_s \cdot p_v}$ je mezitlak.



Obr. 136. Skutečný tlakový diagram dvoustupňového kompresoru

Kompresní poměr pro dvoustupňovou kompresi

$$\pi = \sqrt{\frac{p_v}{p_s}}$$

vyplývá z rovnice

$$\pi^2 = \frac{p_m}{p_s} \cdot \frac{p_v}{p_m}.$$

Pro několikastupňovou kompresi

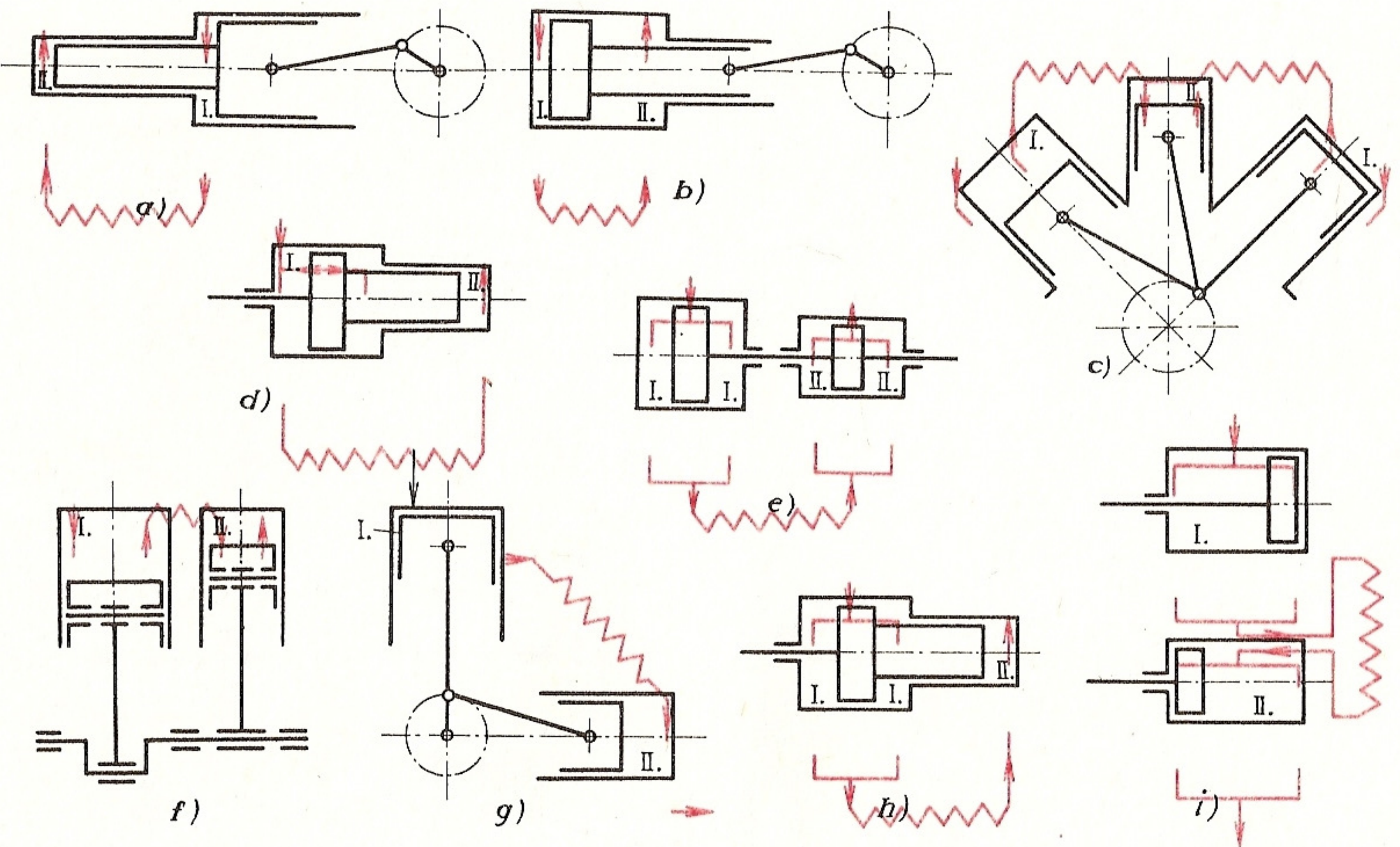
$$\pi_n = \sqrt[n]{\frac{p_v}{p_s}}.$$

Výpočet ploch pístů jednotlivých stupňů

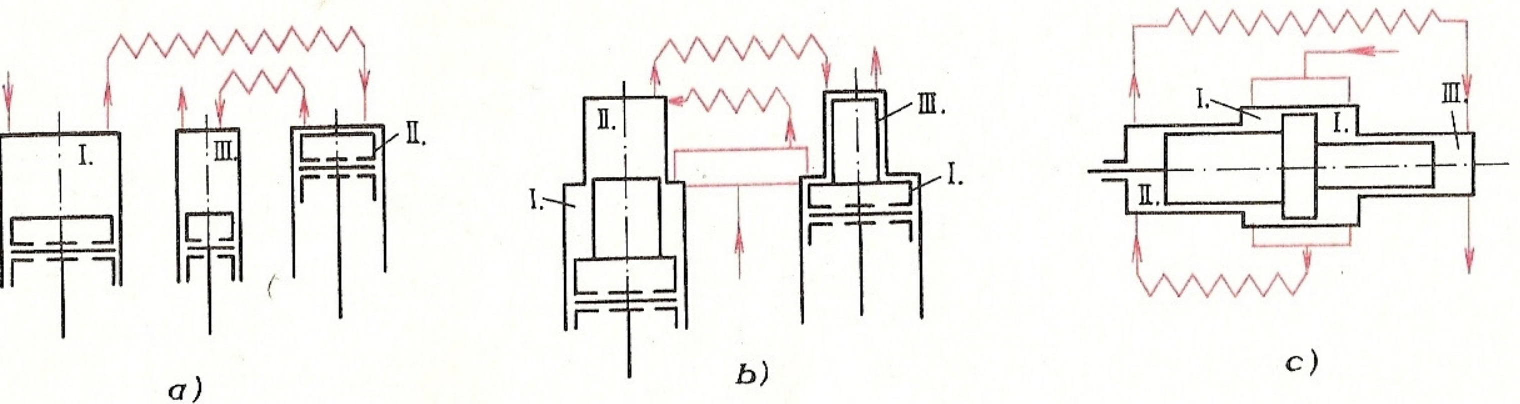
Velikost činných ploch pístů se stanoví za předpokladu stejných otáček, zdvihu a dopravní účinnosti u všech stupňů. Hmotnosti plynu během jedné otáčky v pracovních prostorech všech stupňů jsou sobě rovny,

$$m = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} = \frac{V_n}{v_n}; \qquad V_1 = S_1 . L, \quad V_2 = S_2 . L \quad \text{atd.},$$

kde S_1, S_2 jsou plochy pístů jednotlivých stupňů (m^2),
v_1, v_2, v_n – měrné objemy ($m^3 . kg^{-1}$).



Obr. 137. Uspořádání dvoustupňových kompresorů
I – první stupeň, II – druhý stupeň; *a*), *b*), *d*), *h*) jednoválcové kompresory s odstupňovanými písty a různým uspořádáním I. a II. stupně, *c*) tříválcový kompresor, *e*) tandemový ležatý kompresor, *f*) stojatý dvouválcový kompresor, *g*) kompresor s jedním válcem stojatým a druhým ležatým, *j*) ležatý kompresor se sdruženými válci



Obr. 138. Uspořádání třístupňových kompresorů
I – první stupeň, II – druhý stupeň, III – třetí stupeň
a) tříválcový kompresor s válci jednotlivých stupňů vedle sebe, *b*) dvouválcový kompresor s odstupňovanými písty, *c*) jednoválcový ležatý kompresor s odstupňovaným pístem

Je-li plyn ochlazen v mezichladičích na původní teplotu, pak po dosazení za V_1, V_2 do stavové rovnice platí:

$$S_1 \cdot p_1 = S_2 \cdot p_2 = S_n \cdot p_n \, .$$

Pro dvoustupňový kompresor

$$S_2 = S_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} = \frac{S_1}{\pi} \, ,$$

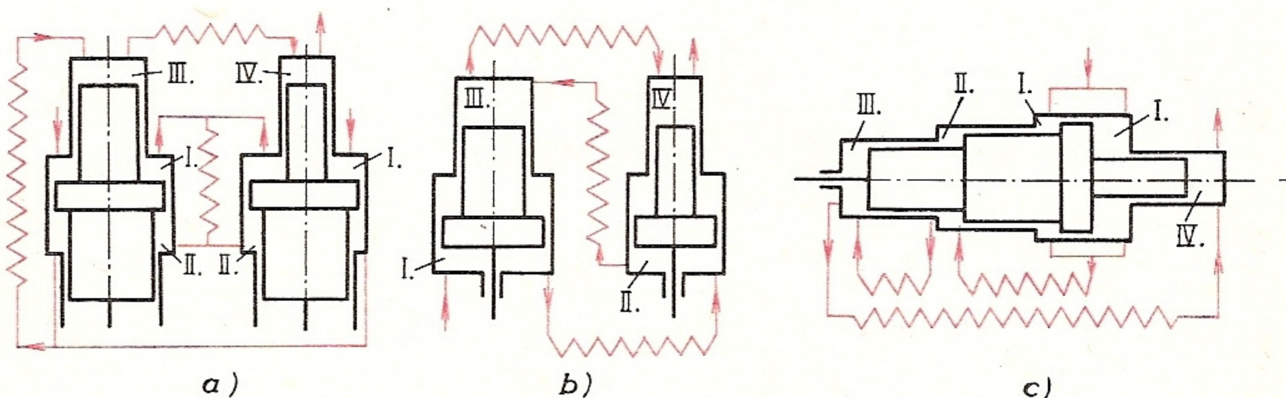
kde p_1, p_2, p_n jsou sací tlaky v jednotlivých stupních.

Pro několikastupňovou kompresi

$$S_n = \frac{S_1}{\pi^{n-1}} \, .$$

3.5.5 Uspořádání kompresorů

Jednostupňové kompresory pro menší objemové průtoky se konstruují jako stojaté jednoválcové, pro střední objemové průtoky stojaté víceválcové. Větší jednostupňové kompresory jsou dvojčinné jednoválcové či dvouválcové, nejčastěji ležaté.



Obr. 139. Uspořádání čtyřstupňových kompresorů
I – první stupeň, II – druhý stupeň, III – třetí stupeň, IV – čtvrtý stupeň
a) dvouválcový kompresor s dvakrát odstupňovanými písty, *b*) dvouválcový kompresor s jednou odstupňovanými písty, *c*) jednoválcový ležatý kompresor s odstupňovaným pístem

Kompresory s osami válců navzájem skloněnými (do V a W) jsou kratší. Výrobní náklady jsou úměrné počtu válců, a proto se volí jejich počet malý. Výhodou většího počtu válců je možnost přímého spojení s motorem a lepší vyvážení setrvačných sil.

Dvoustupňové kompresory pro menší a střední objemové průtoky se vyrábějí jednoválcové nebo víceválcové s odstupňovaným (diferenciálním) pístem. Dvojčinné dvoustupňové kompresory mají válce svislé nebo ležaté tandemové (*obr. 137*).

Třístupňové kompresory pro malé objemové průtoky jsou uspořádány podle *obr. 138a*, střední podle *obr. 138b* a velké podle *obr. 138c*.

Čtyřstupňové kompresory. Uspořádání pro malé a střední objemové průtoky je na *obr. 139a*, pro větší na *obr. 139b* a ležaté je na *obr. 139c.*

Příklad. Vypočítejte hlavní rozměry jednoválcového dvoustupňového pístového kompresoru pro $Q_V = 0{,}15\,\mathrm{m^3\,.\,s^{-1}}$, který stlačuje vzduch z tlaku $p_s = 0{,}1$ MPa na tlak 0,9 MPa. Pro výpočet uvažujte adiabatické stlačení (kompresi) a poměrnou velikost škodlivého prostoru $\varepsilon = 6\,\%$.

Mezitlak

$$p_m = \sqrt{p_s\,.\,p_v} = \sqrt{0{,}1\,.\,0{,}9}\ \mathrm{MPa} = 0{,}3\ \mathrm{MPa}\,.$$

Objemová účinnost

$$\eta_V = 1 - \varepsilon\,.\left[\left(\frac{p_m}{p_s}\right)^{1/\varkappa} - 1\right] = 1 - 0{,}06\,.\left[\left(\frac{0{,}3}{0{,}1}\right)^{1/1{,}4} - 1\right] = 0{,}93\,.$$

Dopravní účinnost volíme o 5 % menší než objemovou,

$$\eta_d = \eta_V - 0{,}05 = 0{,}93 - 0{,}05 = 0{,}88\,.$$

Volíme otáčky $n = 10\,\mathrm{s^{-1}}$ a poměr $\lambda = 0{,}5$.

Průměr válce I. stupně

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{4Q_V}{\pi\,.\,\lambda\,.\,n\,.\,\eta_d}} = \sqrt[3]{\frac{4\,.\,0{,}15}{\pi\,.\,0{,}5\,.\,10\,.\,0{,}88}}\ \mathrm{m} = 0{,}351\ \mathrm{m}\,.$$

Podle průměru pístních kroužků volíme průměr $D_1 = 350$ mm.

Zdvih

$$L = \lambda\,.\,D_1 = 0{,}5\,.\,0{,}35\ \mathrm{m} = 0{,}175\ \mathrm{m}\,.$$

Protože jsme zvolili průměr válce menší, než byl vypočítaný, volíme zdvih $L = 180$ mm.

Kontrola střední pístové rychlosti

$$c_s = 2L\,.\,n = 2\,.\,0{,}18\,.\,10\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 3{,}6\ \mathrm{m\,.\,s^{-1}}\ -\ \text{vyhovuje}\,.$$

Skutečný objemový průtok

$$Q_{Vs} = \frac{\pi\,.\,D_1^2}{4}\,.\,L\,.\,n\,.\,\eta_d = \frac{\pi\,.\,0{,}35^2}{4}\,.\,0{,}18\,.\,10\,.\,0{,}88\ \mathrm{m^3\,.\,s^{-1}} = 0{,}152\ \mathrm{m^3\,.\,s^{-1}}\,.$$

Volíme dvoustupňový kompresor podle *obr. 137b.*

Plocha pístu II. stupně

$$S_2 = \frac{S_1}{\pi} = \frac{\pi\,.\,D_1^2/4}{\pi} = \frac{\pi\,.\,0{,}35^2/4}{3}\ \mathrm{m^2} = 0{,}032\ \mathrm{m^2}\,.$$

$$S_2 = \frac{\pi}{4}\,.\left(D_1^2 - D_2^2\right),\ \text{z toho}$$

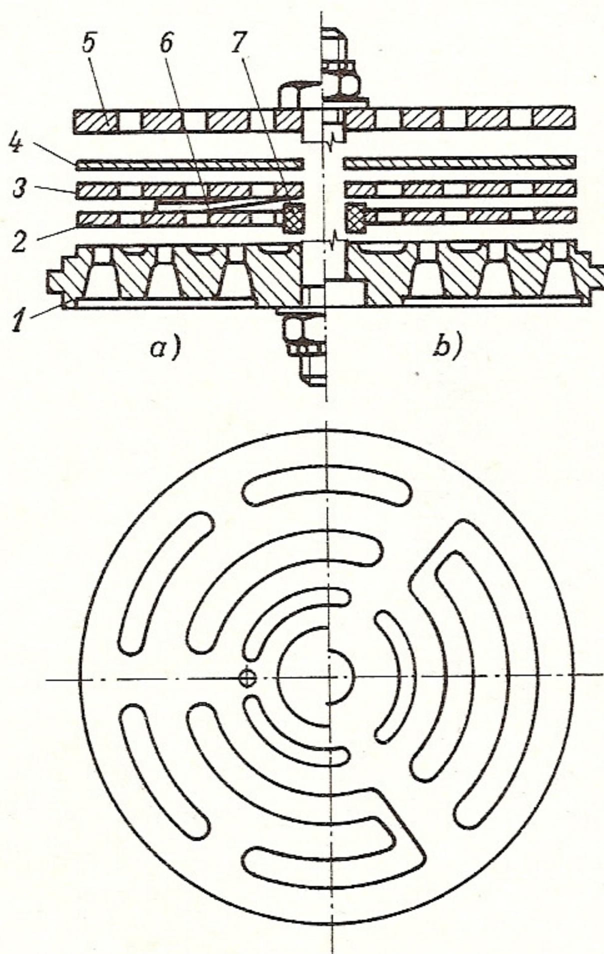
průměr válce II. stupně

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 - \frac{4S_2}{\pi}} = \sqrt{0{,}35^2 - \frac{4 \,.\, 0{,}032}{\pi} \mathrm{m}^2} = 0{,}286 \mathrm{~m}\,.$$

Podle průměru pístních kroužků volíme průměr válce $D_2 = 280$ mm.

3.5.6 Rozvody a regulace pístových kompresorů

Rozvodové ústrojí kompresoru řídí vstup a výstup plynu do válce a z něho. Hlavní požadavky na rozvody jsou: dobrá těsnost, co nejmenší průtočná plocha, malé průtokové odpory, malý zdvih, malá hmotnost, malý škodlivý prostor, tichý a klidný chod a nízká cena.



Obr. 140. Destičkový ventil
1 – sedlo, *2* – ventilová deska, *3* – tlumicí deska, *4* – polštářová deska, *5* – narážník, *6* – pružina, *7* – vodicí kroužek

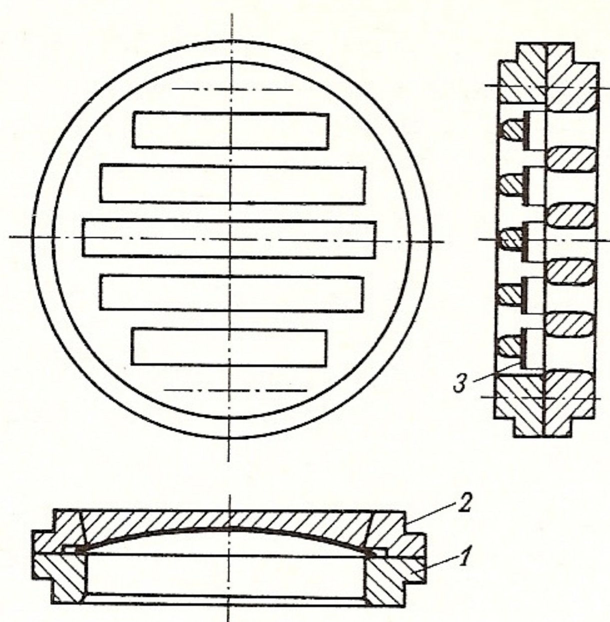
Rozdělení rozvodů:

a) samočinné – otevírání a uzavírání se děje přetlakem plynu,

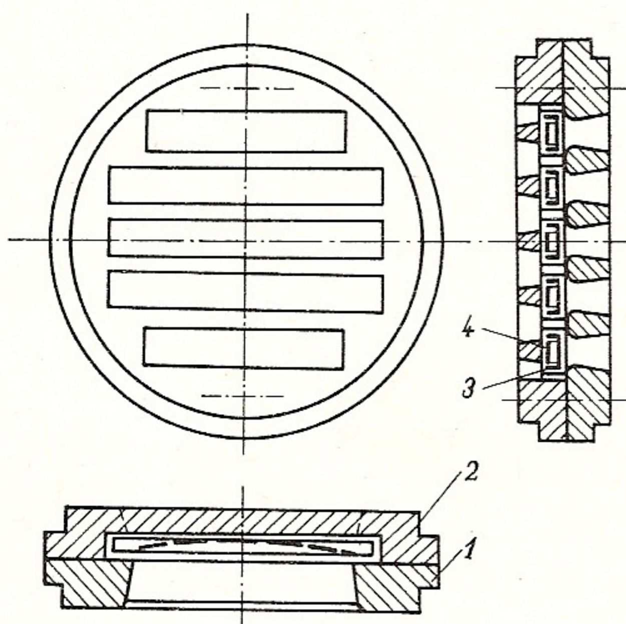
b) nucené – vázané na pohyb klikového hřídele nebo pístu.

V současné době se používají nejčastěji samočinné ventilové rozvody. Malé kompresory mají někdy klapky.

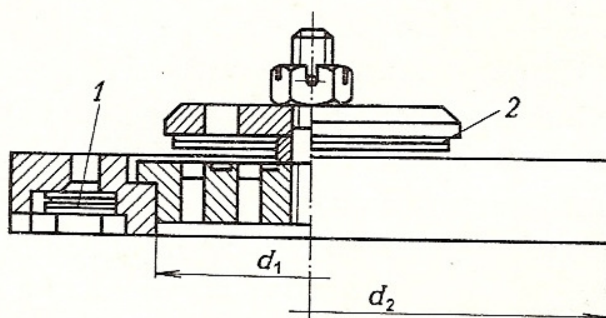
Druhy ventilů: talířové – pro malé kompresory, destičkové (*obr. 140*), proužkové (*obr. 141*), korýtkové (*obr. 142*) a mističkové. Nejčastěji se používají destičkové ventily sací, výtlačné a souosé (*obr. 143*).



Obr. 141. Proužkový ventil
1 — sedlo, *2* — nárazník,
3 — proužek



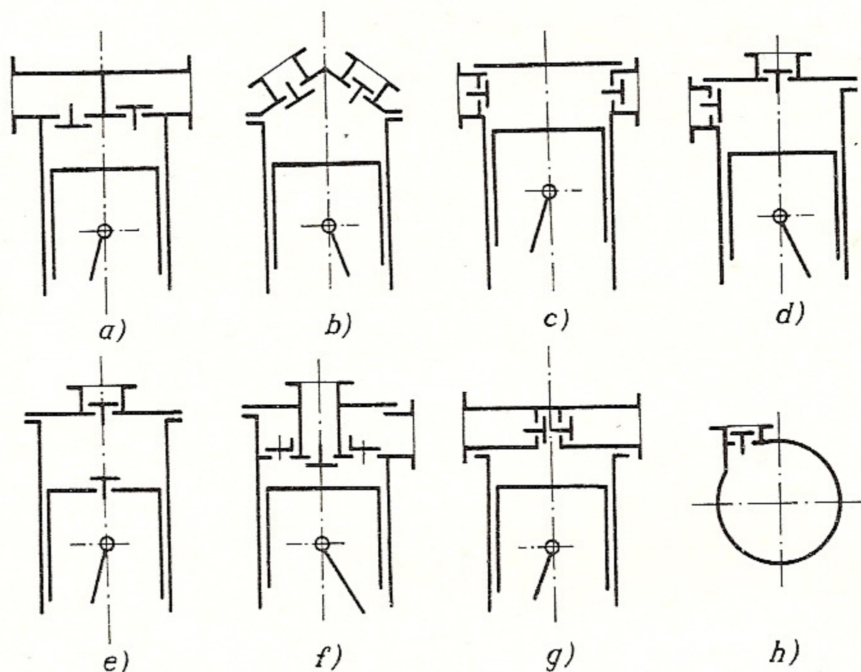
Obr. 142. Korýtkový ventil
1 — sedlo, *2* — nárazník,
3 — korýtko, *4* — pružina



Obr. 143. Souosý ventil
1 — sací ventil, *2* — výtlačný ventil

Nevýhodou samočinných rozvodů je potřeba malého zdvihu při vysokých otáčkách kompresoru, což vede k velkým průměrům ventilů.

Nucené rozvody jsou vhodné jen pro určitý kompresní poměr, protože změní-li se výtlačný tlak, rozvod nesleduje počátek vytlačování a sání plynu. Tyto rozvody



Obr. 144. Uspořádání ventilů ve válci
a) ve víku válce, *b*) šikmo ve víku, *c*) na boku válce, *d*) jeden ve víku, druhý na boku válce, *e*) sací v pístu, výtlačný ve víku, *f*) souosý ventil, *g*) kolmo k ose válce, *h*) mimoběžně s osou válce

s plochými šoupátky se používají u vývěv, kde umožňují dosažení velkých podtlaků.

Způsoby uspořádání ventilů ve válci jsou na *obr. 144.*

Výpočet ventilů

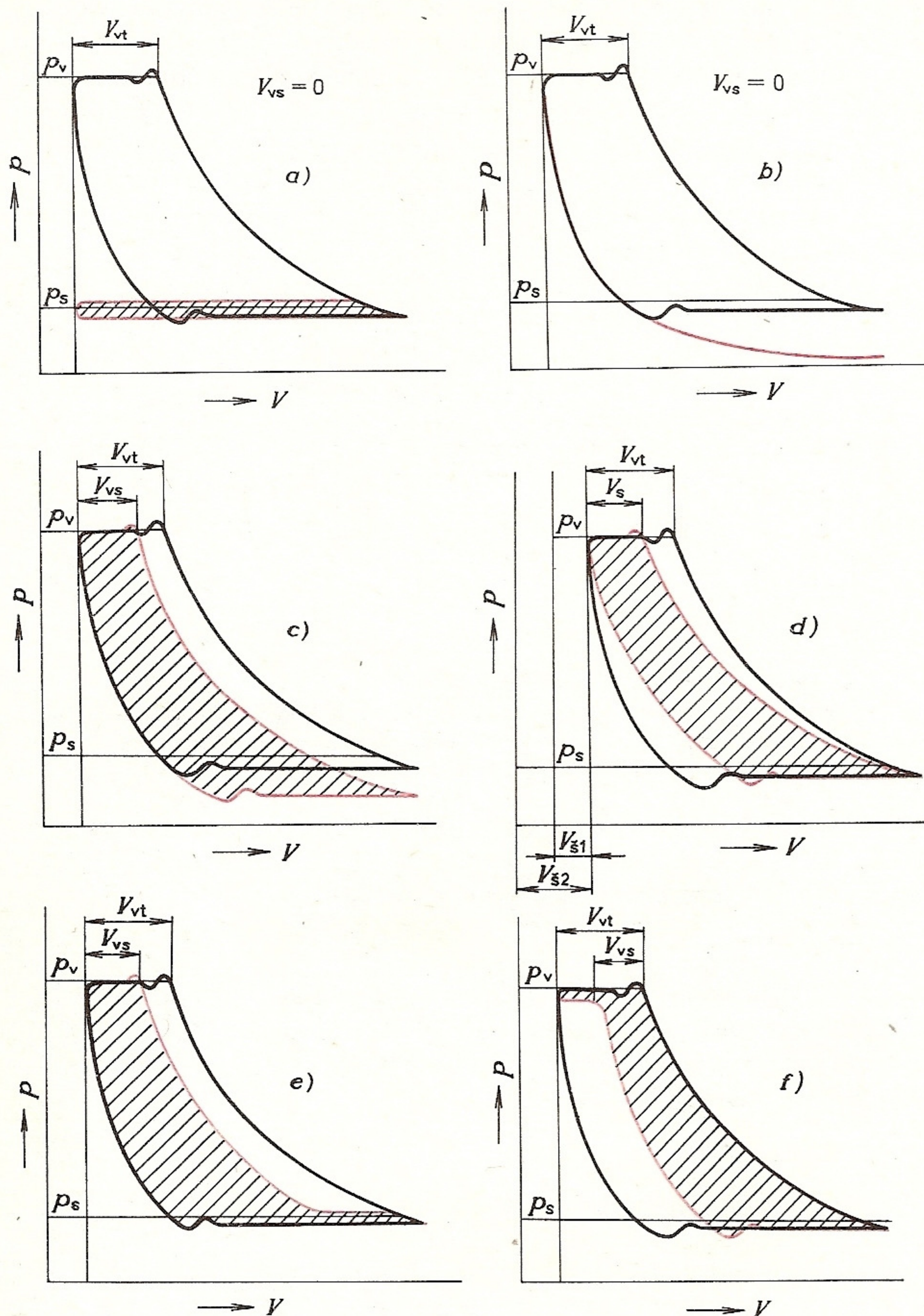
Průtoková plocha sedla ventilu se počítá stejným způsobem jako u ventilů čerpadel, tj. z rovnice spojitosti toku. Průtoková rychlost se volí (*tab. 38*).

Dosedací rychlost ventilu c_v má být menší než $0{,}2\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}$. Při vyšší rychlosti se dosedací plochy vytloukají

$$c_v = \omega\,.\,z = 2\pi\,.\,n\,.\,z\,.$$

Tab. 38. Průtoková rychlost u ventilu c_1

Druh plynu	c_1 $(\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1})$
Hustý	až 20
Čpavek	až 30
Vzduch	až 40
Vodík, helium	až 60



Obr. 145. Změna tlakového diagramu při regulaci
a) odtlačením sacího ventilu, *b*) uzavřením sání, *c*) škrcením v sání, *d*) zvětšením škodlivého prostoru, *e*) ovládáním sacího ventilu, *f*) ovládáním výtlačného ventilu

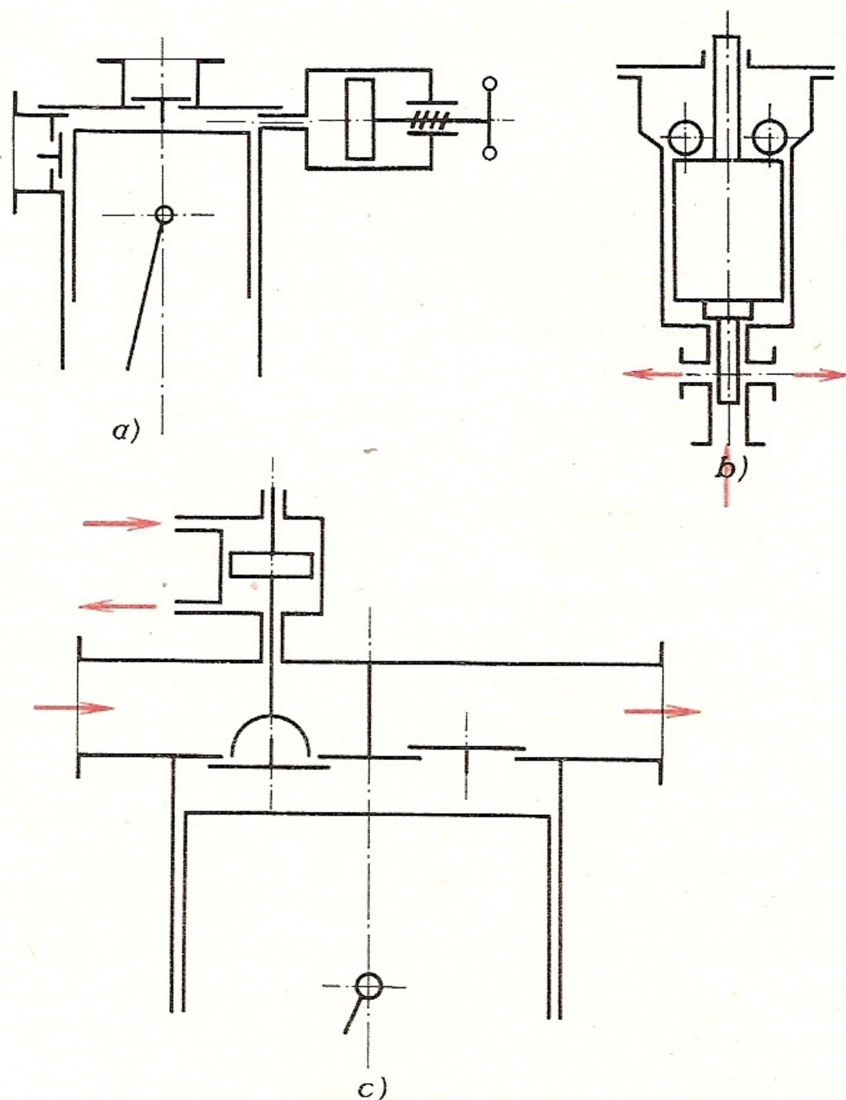
Zdvih ventilu

$$z \leqq \frac{c_v}{2\pi \cdot n}.$$

Podle vypočtené průtokové plochy se volí příslušný ventil z katalogu výrobce.

Regulace pístových kompresorů

Úkolem regulace je odstraňovat odchylky mezi objemovým průtokem dodávaným kompresorem a objemovým průtokem odebíraným spotřebičem. Tyto odchylky vyvolávají změnu tlaku, která se používá jako signál pro regulaci. Výtlačný tlak se nereguluje. U několikastupňové komprese se musí regulovat současně objemový průtok ve všech stupních. Změně objemového průtoku má odpovídat změna příkonu. Menší rozdíly objemového průtoku vyrovnává vzdušník.



Obr. 146. Regulační zařízení
a) reduktor, *b*) tlakový regulátor, *c*) odtlačovací zařízení

Druhy regulace:
přerušovaná,
stupňovitá,
plynulá.

Objemový průtok $Q_V = i \, . \, S \, . \, L \, . \, n \, . \, \eta_d$ lze měnit otáčkami nebo dopravní účinností. Jen výjimečně se provádí regulace změnou zdvihu.

1. *Regulace kompresoru změnou otáček* je nejjednodušší. Dělá se tam, kde lze plynule měnit otáčky hnacího stroje, např. u pohonu spalovacím motorem apod. Při pohonu trojfázovým asynchronním motorem lze regulovat pouze vřazením variátoru nebo hydraulického měniče.

2. *Regulace kompresoru při stálých otáčkách*

a) Zastavováním a spouštěním motoru. Používá se tam, kde se střídá dlouhá doba spotřeby s dlouhou dobou malého nebo nulového odběru.

b) Trvalým odtlačením sacího ventilu (*obr. 145a*). Při překročení stanoveného tlaku vpustí tlakový regulátor (*obr. 146b*) plyn k odtlačovacímu mechanismu (*obr. 146c*), který otevře sací ventil na tak dlouho, dokud tlak nepoklesne.

c) Uzavřením sání (*obr. 145b*). Provádí se opačným způsobem než regulace odtlačením sacího ventilu. Nevýhodou je, že plyn se ve válci příliš ohřívá.

d) Škrcením v sání (*obr. 145c*). Regulátor ovládá škrticí klapku v sání. Výhodou je plynulá změna objemového toku.

e) Přepouštěním plynu z výtlaku do sání.

f) Zvětšením škodlivého prostoru reduktorem (*obr. 146a*); je to hospodárná regulace (*obr. 145d*).

g) Ovládáním ventilu během každé otáčky tak, že po skončení sacího (výtlačného) zdvihu je sací (výtlačný) ventil ještě po část dalšího zdvihu otevřen (*obr. 145e,f*).

h) Kombinací předchozích způsobů.

3.5.7 Chlazení a mazání kompresorů

Chlazení umožňuje spolehlivý chod kompresoru, zlepšuje se mazání stěn válce a zvyšuje se dopravní účinnost (nasávaný plyn se neohřívá o stěny válce). Kompresory se chladí vzduchem nebo vodou.

Chlazení vzduchem se používá u malých a pojízdných kompresorů. Hlavy i válce kompresorů jsou opatřeny žebry, která zvětšují plochu pro přestup tepla.

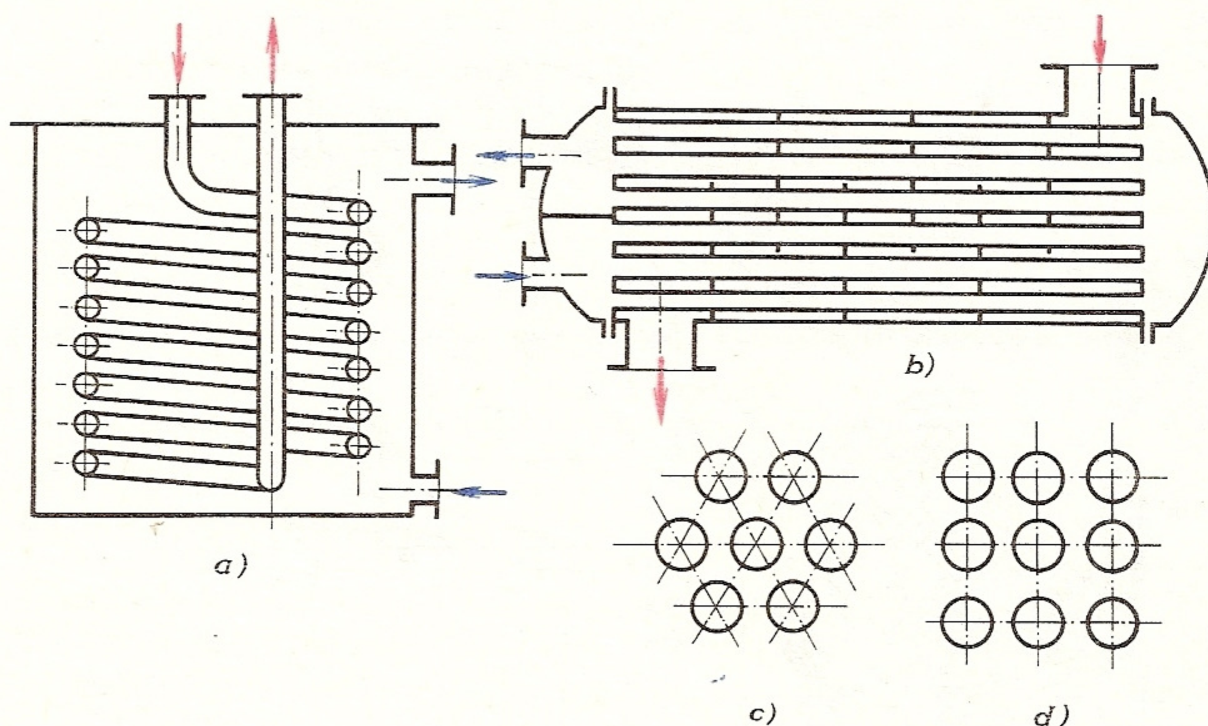
Střední a velké kompresory jsou chlazeny vodou. Při vodním chlazení protéká voda v dutinách mezi válcem a pláštěm a v dutinách hlavy kompresoru.

Chlazení plynu slouží k snížení teploty mezi jednotlivými stupni a na výstupu z kompresoru. Plyn se chladí ve vzduchových nebo vodních chladičích.

Vzduchový chladič u malých kompresorů je tvořen žebrovanou trubkou. U středních kompresorů se chladiče podobají chladičům pro automobilové motory, avšak místo vody jimi protéká plyn.

Vodní chladiče se používají pro stabilní kompresory. Podle provedení jsou dvoutrubkové, hadové (*obr. 147a*) a svazkové (*obr. 147b*).

Mazání slouží k udržení dobré funkce kompresoru. Maže se válec a klikový mechanismus. Druh maziva válce se volí podle druhu stlačované látky. Klikový mechanismus se maže způsobem rozstřikovacím, tlakovým nebo cirkulačním.



Obr. 147. Chladiče plynu
a) hadový chladič, *b*) svazkový chladič, *c*), *d*) uspořádání trubek ve svazkovém chladiči

Bezpečnostní předpisy

Předpisy pro technické požadavky, zkoušení, dodávání, balení, dopravu a skladování jsou uvedeny v ČSN 10 5041.

Při zkoušení se měří tlak stlačovaného plynu, teplota, objemový průtok, příkon kompresoru a otáčky. Podrobnosti jsou v ČSN 10 5031.

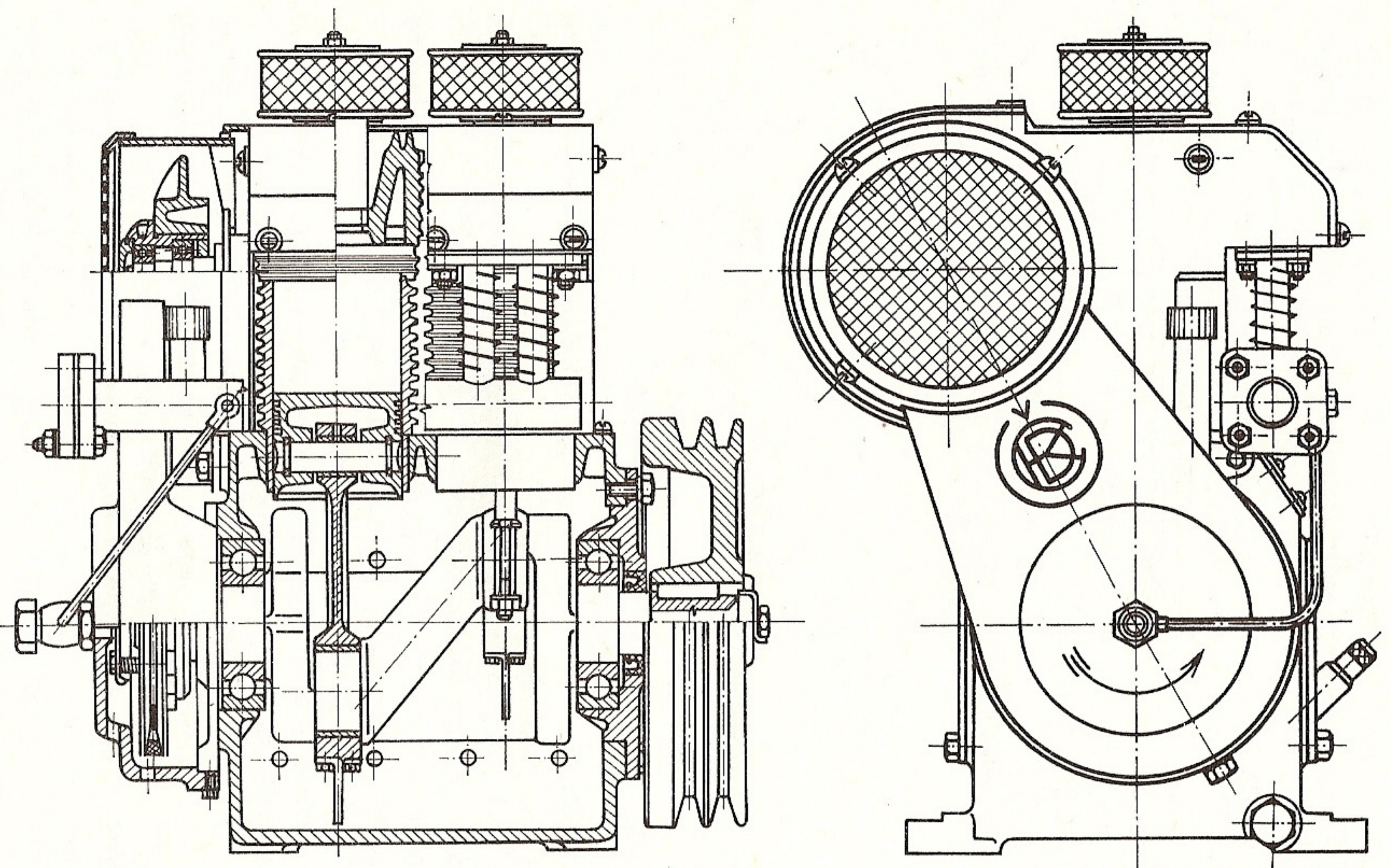
Před uvedením kompresoru do provozu je nutno zkontrolovat, zda byla provedena tlaková zkouška vzdušníku, jaký je stav mazacího oleje a zda jsou splněny všechny provozní podmínky předepsané výrobcem.

Po spuštění se nechá kompresor chvíli běžet naprázdno, aby se prohřál, vyrovnalo se vnitřní pnutí a promazala se ložiska.

Za provozu je nutno kontrolovat spolehlivost mazání, teplotu chladicí kapaliny u kompresorů chlazených kapalinou, tichý a správný chod. Podrobné údaje uvádí výrobce v návodu pro provoz a obsluhu kompresorů.

Po skončení provozu je nutno vypustit vodu ze vzdušníku a zkontrolovat celkový stav kompresoru.

Při provozu kompresorů je nutno dodržovat bezpečnostní předpisy, neboť hrozí nebezpečí roztržení nádob a potrubí, otrav jedovatými plyny, popálení horkými částmi kompresoru, požáru při unikání hořlavých plynů a úrazu součástmi havarovaných kompresorů.



Obr. 148. Jednostupňový dvouválcový kompresor

Pro odstranění příčin úrazů, otrav a požárů je nezbytně nutné:

a) zajistit signalizaci poruch a nebezpečných stavů,

b) vestavět za každý stupeň kompresoru pojistný ventil,

c) zajistit, aby výtlačné hrdlo za každým stupněm bylo vždy za provozu otevřeno,

d) dobře upevnit a utěsnit všechny spoje,

e) zakrýt nebo izolovat horké části kompresorů,

f) zakázat kouření a zacházení s otevřeným ohněm, jestliže se pracuje s hořlavými plyny,

g) včas kontrolovat a čistit ventily kompresorů,

h) dbát na zvýšenou opatrnost při poruchách a opravách kompresorů, používat vhodný pracovní oděv a obuv, udržovat v okolí kompresoru čistotu a pořádek apod.

Tab. 39. Hlavní technické údaje vybraných pístových kompresorů

Typ	Počet válců	Počet stupňů	Q_V ($m^3 . s^{-1}$)	p_v (MPa)	n (s^{-1})	P (kW)	m (kg)
1 JSK-75-EKO	1	1	0,007	0,9	30	4	105
2 DVK 120-EKO-1	2	2	0,018	2,1	20	15	340
2 SK 200 B-1	2	1	0,112	0,5	12,2	40	1 300
4 DKV 280	4	2	0,25	1	12,5	115	3 300
4 DSK 450	4	2	1	0,9	6,2	400	16 000

3.5.8 Provoz a výroba kompresorů v ČSSR

V ČSSR vyrábí pístové kompresory několik národních podniků, zejména:

ČKD Praha, n. p., závod Kompresory (a pobočné závody, zejména závod Žandov) vyrábí kompresory jednoválcové i víceválcové, jednostupňové i vícestupňové, stojaté, ležaté apod. (*obr. 148*),

Škoda Plzeň, o. p., závod Dýšina – pojízdné kompresory,

Orlík VSDI Česká Třebová – kompresní stanice.

Několik pístových kompresorů s hlavními technickými údaji je v *tab. 39.*

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Jak se rozdělují pístové kompresory?
2. Vysvětlete pracovní oběh pístového kompresoru.
3. Odvoďte vztah pro objemovou účinnost pístového kompresoru.
4. Jednostupňový čtyřválcový kompresor má průměr válce $D = 75$ mm, zdvih $L = 70$ mm a otáčky $n = 15\,s^{-1}$. Jaký má objemový průtok při účinnosti $\eta_d = 85\,\%$?
5. Odvoďte vztahy pro izotermickou, adiabatickou a polytropickou práci a pro příkon kompresoru.
6. Proč se provádí vícestupňová komprese?
7. Třístupňový kompresor má sací tlak $p_s = 0{,}1$ MPa a výtlačný $p_v = 2{,}2$ MPa. Jaký tlak bude za prvním a za druhým stupněm?
8. Dvoustupňový kompresor (*obr. 137a*) má průměr většího válce $D_1 = 100$ mm. Vypočítejte průměr menšího válce, jestliže kompresní poměr $\varepsilon = 4$.

Tab. 40. Rotační kompresory, dmýchadla a vývěvy

Typ	Schéma	Popis	Výpočet	Poznámka
Rotační kompresory lamelové	*a)*	*1* – stator *2* – rotor *3* – lopatky *4* – sání *5* – výtlak *6* – chlazení	$Q_V = 4\pi \,.\, e \,.\, R \,.\, L \,.\, n \,.\, \eta_d$ R – poloměr e – výstřednost L – délka lopatky n – otáčky η_d – dopravní účinnost 0,6 až 0,9	Výkonnost až 0,3 $m^3 \,.\, s^{-1}$. Jednostupňové pro tlak až 0,4 MPa, dvoustupňové pro tlak až 0,9 MPa.
Rotační kompresory s krouživým pístem	*b)*	*1* – rotor *2* – těsnicí lišta *3* – sání *4* – výtlak *5* – výtlačný ventil	$Q_V = \pi \,.\, (R^2 - r^2) \,.\, L \,.\, n \,.\, \eta_d$ R – poloměr válce r – poloměr pístu L – délka pístu n – otáčky rotoru η_d – dopravní účinnost 0,7 až 0,85	Pro chladicí zařízení malých výkonů. Brzdové kompresory nákladních automobilů.
Vodokružné kompresory, popř. vývěvy	*c)*	*1* – rotor *2* – lopatky *3* – sací hrdlo *4* – výtlačné hrdlo	$Q_V = 4\pi \,.\, R \,.\, e \,.\, L \,.\, n \,.\, \eta_d$ $R = r - e - a$ poloměr vodního prstence r – poloměr rotoru e – výstřednost L – šířka lopatek n – otáčky rotoru a – ponoření lopatky η_d – dopravní účinnost 0,6 až 0,7	Dodávaný vzduch je bez prachu a oleje, chladný. Použití v chemickém a potravinářském průmyslu.

Rotační kompresory a vývěvy dvourotorové	*d)*	*1* – rotory *2* – sání *3* – výtlak	$Q_V = 2\pi \,.\, R^2 \,.\, \lambda \,.\, L \,.\, n \,.\, \eta_d$ R – poloměr vrcholové kružnice řezu λ – součinitel využití válce (dvourotorové 0,51 až 0,59, třírotorové 0,49 až 0,523) L – délka rotorů n – otáčky rotorů η_d – dopravní účinnost 0,6 až 0,9	Použití ve slévárnách. Plnicí dmýchadla spalovacích motorů.
Rotační kompresory šroubové	*e)*	*1* – rotory *2* – sání *3* – výtlak	$Q_V = (S_1 \,.\, z_1 + S_2 \,.\, z_2) \,.\, L \,.\, n \,.\, \eta_d$ S_1, S_2 – průřez mezi zuby prvního, druhého rotoru z_1, z_2 – počet zubů prvního, druhého rotoru L – délka rotoru n – otáčky rotoru η_d – dopravní účinnost 0,7 až 0,9	Použití v chemickém nebo potravinářském průmyslu, pneumatická doprava sypkých hmot.

9. Co jsou to rozvody kompresorů? Jaké jsou jejich druhy?
10. Jaké bývá uspořádání ventilů ve válci?
11. Proč se kompresory chladí a mažou?
12. Vysvětlete způsob regulace pístových kompresorů a nakreslete odpovídající diagramy *p–V.*

3.6 Rotační pneumostatické kompresory, dmýchadla a vývěvy

Kromě pístových kompresorů patří do pneumostatických kompresorů též rotační kompresory lamelové, dvourotorové (Rootsova dmýchadla), vodokružné, šroubové a s kroužicím pístem (*tab. 2*).

Konstrukční uspořádání uvedených kompresorů, základní výpočty a charakteristické znaky jsou v *tab. 40.*

3.6.1 Funkce a použití

Rotační lamelové kompresory (*tab. 40a*) jsou vhodné pro nízké kompresní poměry a pro malé a střední průtoky plynu. Nemají hmoty konající vratný pohyb, proto mohou mít velké otáčky (až $50\,s^{-1}$), a mají tedy malé rozměry. Nemají sací a většinou ani výtlačné ventily a vyznačují se malým škodlivým prostorem. Lopatek (lamel) bývá 20 až 30. Chlazení je obvykle vodní. Lamelové kompresory lze regulovat třemi způsoby:

a) změnou otáček,
b) uzavíráním sání nebo výtlaku,
c) zastavováním a spouštěním (u malých jednotek).

Rotační kompresory s kroužívým pístem (*tab. 40b*). Uvnitř pracovního válce krouží píst, takže osa pístu obíhá kolem osy válce (výstřednost *e*). Utěsnění prostoru zajišťuje těsnicí lišta v tělese válce, která je na píst přitlačována pružinami. Plyn je nasáván do srpovitého prostoru mezi válcem, pístem a těsnicí lištou. Po převalení pístu přes sací otvor se plyn ve válci stlačuje, jakmile překročí výtlačný tlak, proudí přes výtlačný ventil do potrubí, zatímco je současně nasáván nový objem plynu. Jednoduché kompresory výtlačný ventil nemají.

Rotační vodokružné kompresory, popř. *vývěvy* (*tab. 40c*). Těleso kompresoru je naplněno vodou nebo jinou kapalinou o malé viskozitě. Při rychlém otáčení rotoru se kapalina uvede lopatkami do pohybu a sleduje obrysy tělesa. Kapalina kroužící s rotorem vytvoří v tělese prstenec, jehož tloušťka se rovná nejmenší radiální vzdálenosti od tělesa a v místě této nejmenší vzdálenosti zcela vyplní prostor mezi dvěma sousedními lopatkami. Ve smyslu otáčení se vodní prstenec od rotoru vzdaluje, uvolňuje mezi lopatkami prostor, do něhož se vstupním otvorem nasává plyn. Sání končí v místě největší vzdálenosti rotoru od tělesa. Při dalším otáčení rotoru se objem prostoru mezi lopatkami zmenšuje, plyn se stlačuje a pak vytlačuje výstupním otvorem. Tlak dosažitelný těmito kompresory je u jednostupňových 0,25 až 0,5 MPa. Objemový průtok plynu až $2\,m^3 \cdot s^{-1}$; otáčky až $60\,s^{-1}$.

Nevýhodou je potřeba většího množství chladicí vody a většího příkonu. Hlavní součásti se musí vyrábět z materiálů odolných proti korozi.

Rotační dvourotorové kompresory, popř. *vývěvy* (*tab. 40d*). Nejznámější jsou Rootsova dmýchadla. Činná plocha rotorů je tvořena dvěma epicykloidami a dvěma hypocykloidami. Oba rotory musí být přesně obrobeny, neboť vůle mezi stěnami tělesa kompresoru a rotory a mezi rotory navzájem je velmi malá (řádově 0,1 mm). Dodávka stlačeného plynu je sice plynulá, ale také dosti nerovnoměrná, takže ve výtlačném potrubí kolísá tlak.

Rotační šroubové kompresory (*tab. 40e*). Nejznámější jsou šroubové kompresory typu Lysholm. Na rozdíl od Rootsových dmýchadel se dopravovaný plyn postupně stlačuje. Pro tlak do 0,3 MPa jsou jednostupňové a pro tlak 0,7 až 1,0 MPa dvoustupňové. Průtok nasátého plynu bývá 0,08 až 4,5 $m^3 . s^{-1}$. Otáčky bývají u malých kompresorů až 200 s^{-1}, u velkých až 50 s^{-1}.

Příklad. Vypočítejte hlavní rozměry lamelového kompresoru pro freon 12. Sací průtok $Q_V = 0{,}108\ m^3 . s^{-1}$, kompresní poměr je 3, $n = 16\ s^{-1}$, $\eta_d = 0{,}7$, $\eta_V = 0{,}95$.

Pro daný kompresní poměr zvolíme počet lopatek $z = 20$ a jejich tloušťku $s = 2$ mm.

Teoretický objem nasátého plynu za jednu otáčku

$$V_t = \frac{Q_V}{n . \eta_d . \eta_V} = \frac{0{,}108\ m^3 . s^{-1}}{16\ s^{-1} . 0{,}7 . 0{,}95} = 10{,}15 . 10^{-3}\ m^3 .$$

Pro vysokotlaké kompresory se volí $e = 0{,}115R$, poměrná délka rotoru je $L = 4R$. Tyto hodnoty se dosadí do rovnice:

$$V_t = 4\pi . R . e . L = 4\pi . R . 0{,}115R . 4R = 5{,}78R^3 .$$

Z toho

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_t}{5{,}78}} = \sqrt[3]{\frac{10{,}15 . 10^{-3}\ m^3}{5{,}78}} = 0{,}121\ m .$$

Vzhledem ke ztrátám (způsobeným tloušťkou lopatek) volíme $R = 0{,}133\,5$ m, $L = 0{,}48$ m, $e = 0{,}014$ m. Nasátý objem během jedné otáčky (s ohledem na objem lamel) určíme z rovnice:

$$V = V_t - V_l . z = 4\pi . R . e . L - 2s . e . L . z ,$$

kde $V_l = 2s . e . L$ je ztráta objemu vlivem jedné lamely.

$$V = 2e . L . (\pi . D - s . z) = 2 . 1{,}4 . 10^{-2}\ m ,$$

$$4{,}8 . 10^{-1}\ m . (\pi . 0{,}267\ m - 20 . 0{,}002\ m) = 10{,}7 . 10^{-3}\ m^3 .$$

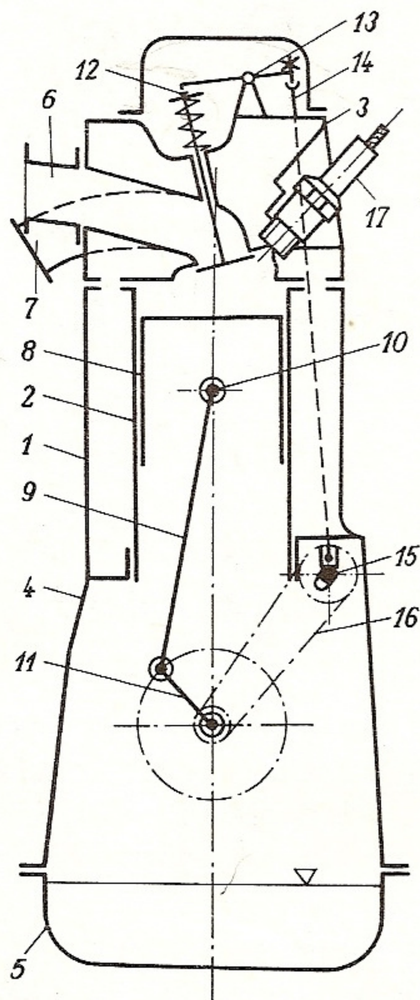
Objemový průtok

$$Q_V = V . n . \eta_d = 10{,}7 . 10^{-3}\ m^3 . 16\ s^{-1} . 0{,}7 = 0{,}12\ m^3 . s^{-1} .$$

3.7 Pístové spalovací motory

3.7.1 Význam a rozdělení spalovacích motorů

Spalovací motory mají velký vliv na způsob života společnosti. Jejich vývoj byl velmi rychlý a jejich použití je rozsáhlé, např. silniční, železniční, letecká, lodní doprava, bojová vozidla. Značně se uplatňují i v zemědělství (traktory), stavebnictví (pohon stavebních strojů) a v mnoha jiných odvětvích.



Obr. 149. Schéma čtyřdobého spalovacího motoru
1 – plášť válce, *2* – válec, *3* – hlava válce, *4* – kliková skříň, *5* – spodní víko, *6* – sací hrdlo, *7* – výfukové hrdlo, *8* – píst, *9* – ojnice, *10* – pístní čep, *11* – klikový hřídel, *12* – sací ventil, *13* – vahadlo, *14* – rozvodová tyčka, *15* – vačkový hřídel, *16* – řetězový pohon, *17* – zapalovací svíčka

Pístový spalovací motor (*obr. 149*) je tepelný motor, ve kterém se část tepelné energie vzniklé spálením paliva mění v pracovním prostoru válce v tlakovou energii a ta se mění prostřednictvím klikového mechanismu v energii mechanickou. Přeměna energie se děje změnami stavu plynů, které tvoří oběh (cyklus).

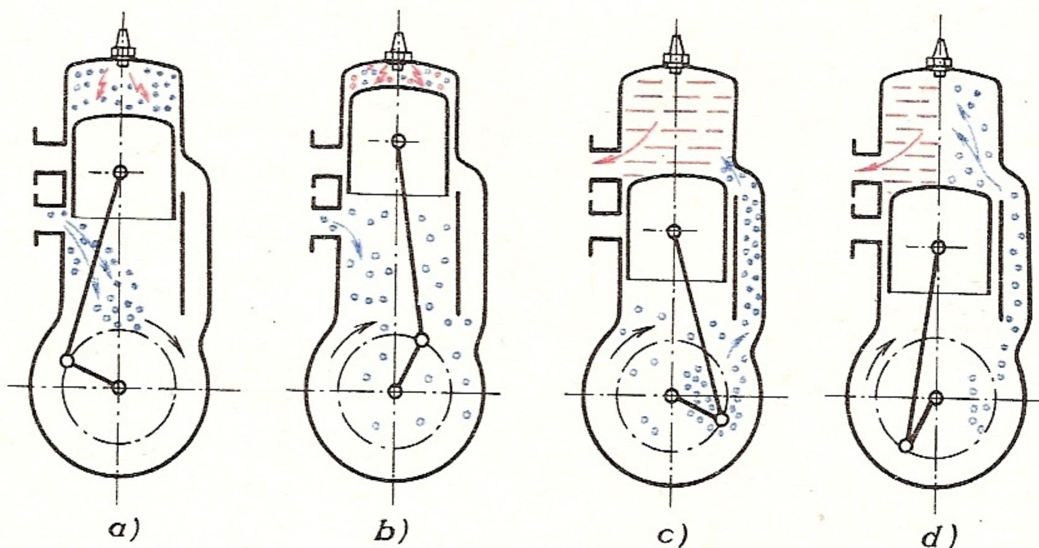
Způsoby spalování paliva:

1. Výbušná směs vzduchu a paliva se zapálí elektrickou jiskrou – *motory zážehové.*
2. Do vzduchu zahřátého stlačením se vstřikuje palivo, které se teplem vznítí – *motory vznětové.*

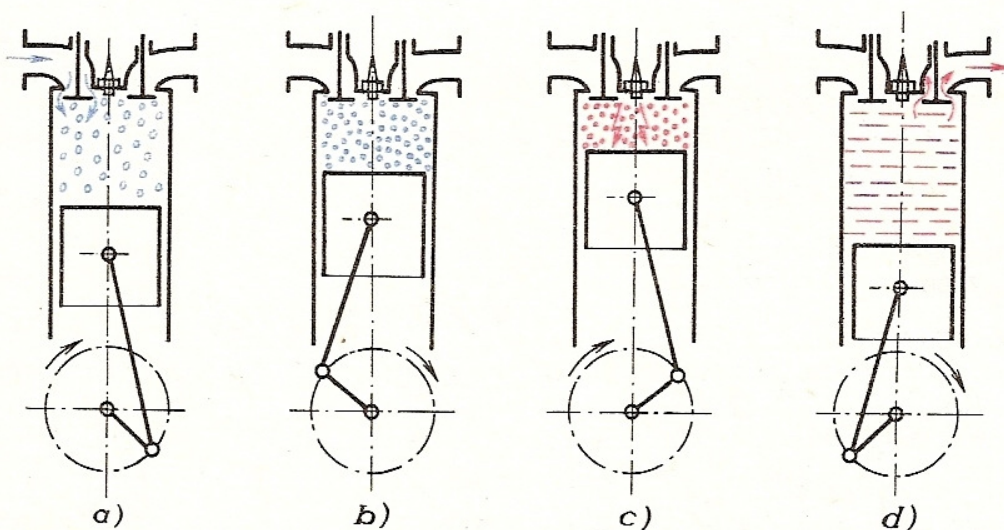
Pracovní oběh u obou způsobů:

a) dvoudobý – celý oběh probíhá během dvou zdvihů pístu (*obr. 150*),

b) čtyřdobý – pracovní cyklus proběhne během čtyř zdvihů pístu (*obr. 151*).



Obr. 150. Oběh dvoudobého zážehového motoru
a) komprese, sání, *b*) expanze, *c*) výfuk, *d*) plnění



Obr. 151. Oběh čtyřdobého zážehového motoru
a) sání, *b*) komprese, *c*) expanze, *d*) výfuk

Rozdělení spalovacích motorů

1. Podle použitého paliva – motory na plynná, kapalná a tuhá paliva.

2. Podle účelu – motory stacionární, mobilní, traktorové, pro silniční vozidla, pro kolejová vozidla, lodní, pro bojová vozidla, letecké apod.

3. Podle počtu a uspořádání válců – motory jednoválcové a víceválcové (*obr. 152*).

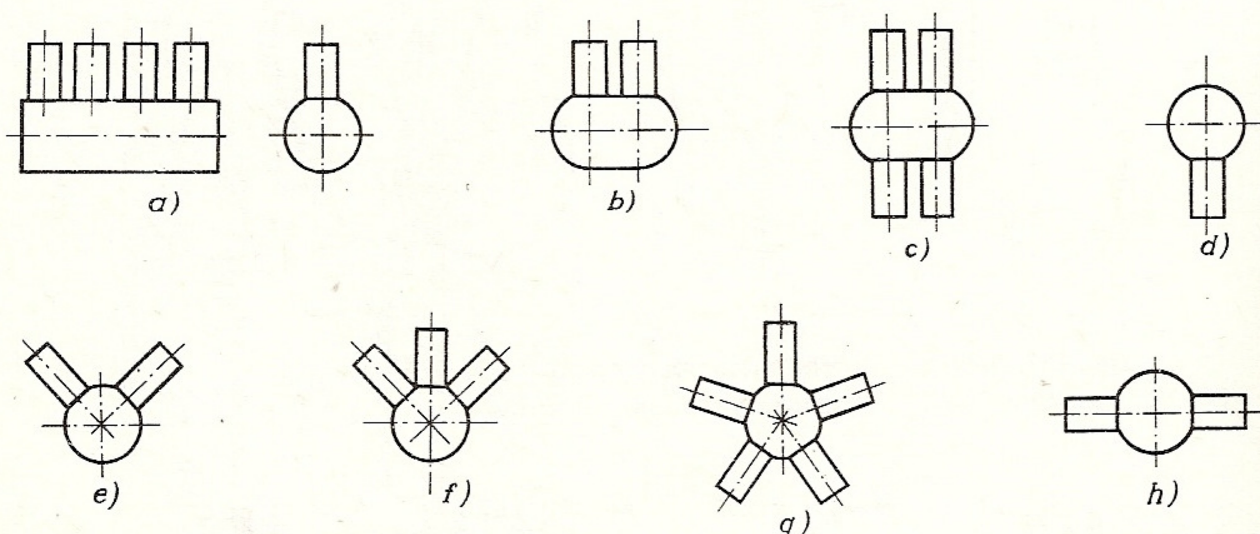
Další hlediska pro rozdělení: způsob plnění, počet pracovních ploch pístu, zdvihový poměr, druh rozvodu, smysl otáčení, rychloběžnost, druh chlazení apod.

3.7.2 Oběhy spalovacích motorů

Oběhy spalovacích motorů se znázorňují v diagramech *p–V*.

Druhy oběhů:

a) teoretický – na základě výpočtů,
b) skutečný – zjištěný indikátorem umístěným na motoru.
Pro podrobný návrh a výpočet motorů se používají i teoretické diagramy *T–s*.



Obr. 152. Uspořádání válců spalovacího motoru
a) jednořadové, *b*) dvouřadové, *c*) s válci do H, *d*) invertní, *e*) s válci do V, *f*) vějířovité, *g*) hvězdicové, *h*) s protilehlými válci

Teoretické oběhy

Pro řešení se zavádějí zjednodušující předpoklady:

1. Pracovní oběh je zcela uzavřený, pracovní látka se nevyměňuje (není rozdíl mezi oběhem dvoudobého a čtyřdobého motoru).
2. Teplo se přivádí a odvádí při stálém objemu nebo stálém objemu a tlaku.
3. Změny oběhu jsou vratné.
4. Pracovní látka je dokonalý dvouatomový plyn ($\varkappa = 1{,}4$).
5. Součásti pracovního prostoru neodvádějí ani nepřivádějí teplo, mechanismus pracuje bez tření.

Teoretický oběh zážehového motoru se skládá ze dvou změn adiabatických a dvou izochorických (*obr. 153, 154*). Při pohybu pístu z dolní do horní úvratě se pracovní látka ve válci adiabaticky stlačuje – křivka *1–2*. Z bodu *2* do bodu *3* se za stálého objemu přivádí teplo q_p, stoupá tlak (i teplota). Z bodu *3* do bodu *4* probíhá adiabatická expanze. Pracovní látka působí na píst a tlaková energie se mění v mechanickou energii. V bodě *4* se začíná odvádět z oběhu teplo q_o při stálém objemu a tlak (i teplota) klesá až na počáteční stav – bod *1*.

Tepelná (termická) účinnost zážehového motoru je definována jako poměr množství tepla přeměněného v práci k množství tepla přivedeného do oběhu:

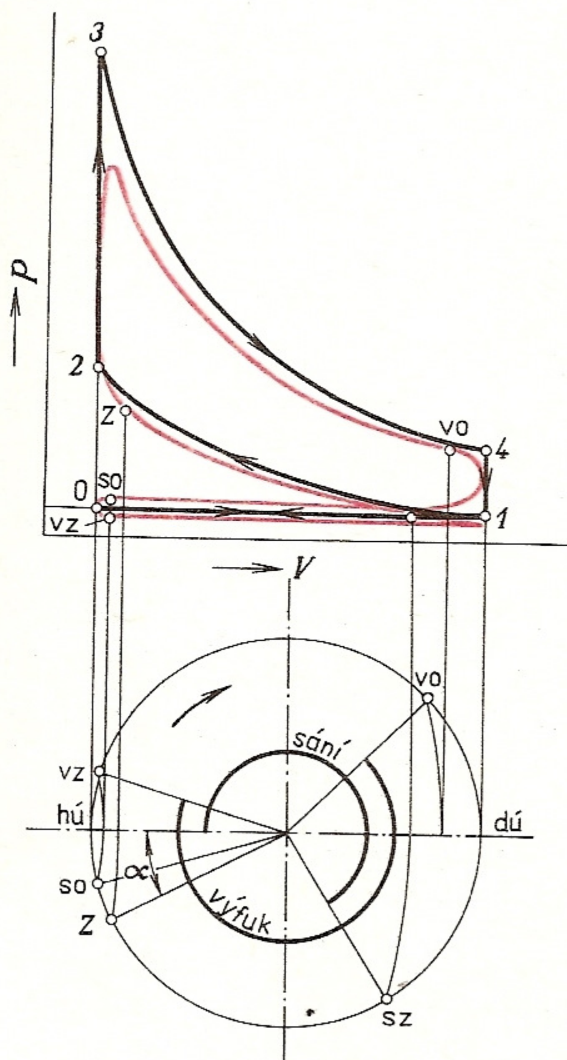
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa} - 1},$$

kde $\varkappa$ je adiabatický exponent.

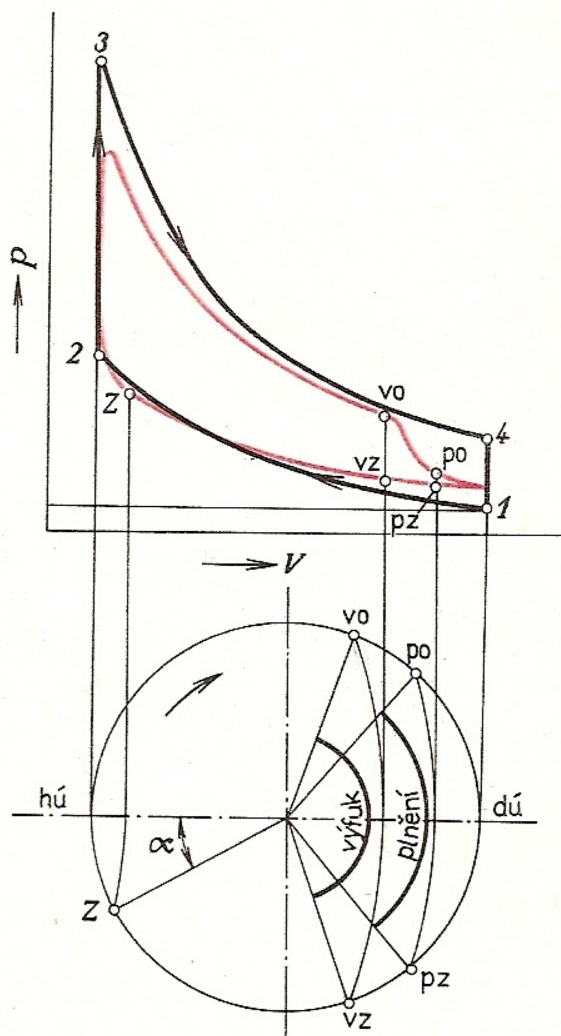
Kompresní poměr

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_z + V_k}{V_k},$$

kde V_z je zdvihový objem (m^3),
V_k – objem kompresního (spalovacího) prostoru (m^3).



Obr. 153. Tlakový a kruhový diagram časování rozvodu čtyřdobého zážehového motoru
Z – zapálení směsi



Obr. 154. Tlakový a kruhový diagram časování rozvodu dvoudobého zážehového motoru
Z – zapálení směsi

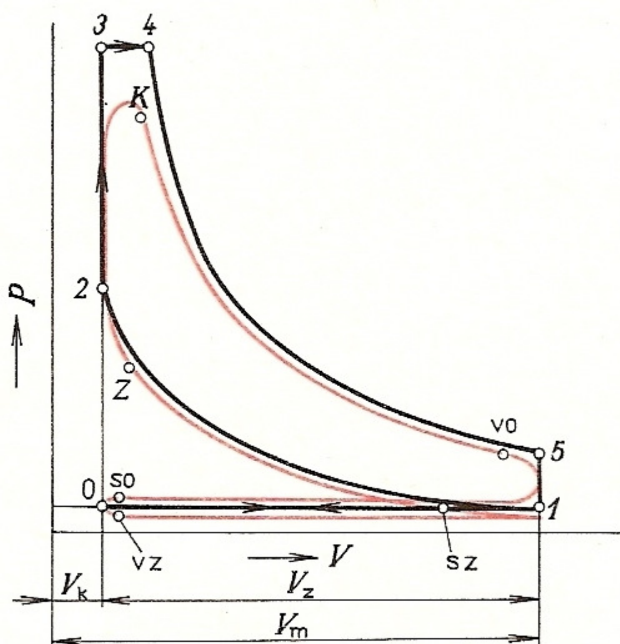
Zvýšení tepelné účinnosti lze dosáhnout jen zvýšením kompresního poměru.

Teoretický oběh vznětového motoru – smíšený cyklus (*obr. 155, 156*) – se liší od zážehového oběhu tím, že část tepla se přivádí za stálého objemu – úsečka *2–3*, část za stálého tlaku – úsečka *3–4*.

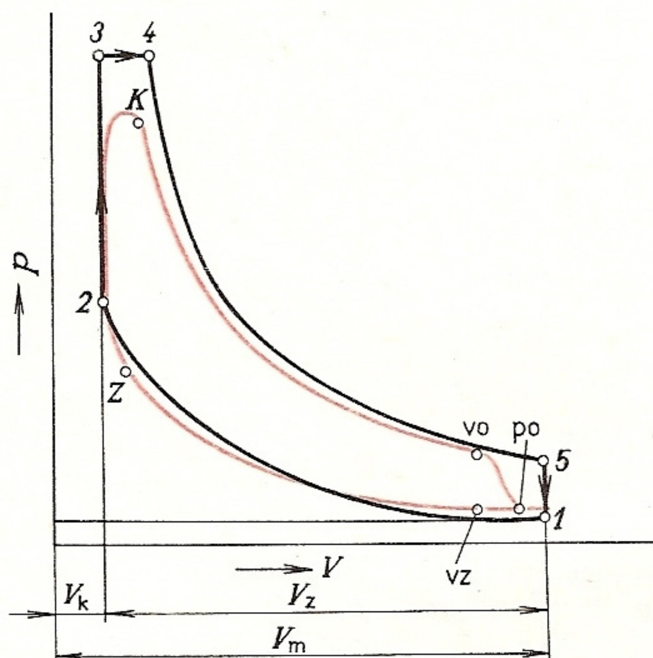
Tepelná účinnost vznětového motoru je odvozena v učebnici Mechanika IV.

Skutečné oběhy

Oběh není uzavřený, pracovní látka se vyměňuje. Komprese a expanze nejsou adiabatické, ale polytropické. Spalování není dokonalé, trvá určitou dobu, takže teplo není přiváděno za stálého tlaku, ani za stálého objemu. Odvod tepla není za stálého objemu, protože výfuk spalin trvá určitou dobu.



Obr. 155. Tlakový diagram čtyřdobého vznětového motoru
Z – začátek vstřiku paliva,
K – konec vstřiku paliva



Obr. 156. Tlakový diagram dvoudobého vznětového motoru
Z – začátek vstřiku paliva,
K – konec vstřiku paliva

1. *Zážehové motory:*

a) *Čtyřdobý motor* (*obr. 153*). Plnění válců i vypouštění spalin je obvykle řízeno ventilovým rozvodem. Při *prvním zdvihu* se píst pohybuje z horní do dolní úvratě. Sací ventil je otevřen. Píst nasává směs o tlaku nižším než je atmosférický do válce. Při *druhém zdvihu* se palivová směs stlačuje (polytropická komprese). Sací ventil se uzavře až po dosažení atmosférického tlaku. Těsně před tím než píst dosáhne horní úvratě, je směs zapálena elektrickou jiskrou. Hořením směsi se uvolňuje velké množství tepelné energie.

Třetí zdvih je pracovní. Píst je prudce stlačen spalinami z horní do dolní úvratě (polytropické expanze). Před koncem expanze se otevírá výfukový ventil a tlak rychle klesá. Při *čtvrtém zdvihu* se píst pohybuje z dolní do horní úvratě a vytlačuje spálené plyny – výfuk. Ke konci výfuku se otevírá sací ventil. Výfukový ventil se zavírá až za horní úvratí. Po určitou dobu jsou oba ventily otevřeny současně – překrytí ventilů.

b) *Dvoudobý motor* (*obr. 154*). Plnění válců i vypouštění spalin je převážně řízeno pístovým rozvodem. Při pohybu pístu z dolní do horní úvratě se nejdříve pístem uzavírá přepouštěcí kanál. Potom píst uzavírá výfukový kanál a nastává polytropická komprese. V druhé polovině zdvihu otevírá spodní hrana pístu sací kanál a směs je nasávána do klikové skříně. Těsně před dosažením horní úvratě pístem se směs zapálí elektrickou jiskrou, jako u čtyřdobého motoru. Při pohybu pístu z horní do dolní úvratě nastává polytropická expanze – vykonává se práce. Před ukončením zdvihu píst uzavírá sací kanál a stlačuje směs v klikové skříni. Ke konci expanzního zdvihu otevírá píst výfukový kanál a po snížení tlaku přepouštěcí kanál, kterým je směs pístem vtlačována do válce a vyplachuje spalovací prostor.

2. *Vznětové motory:*

a) *Čtyřdobý motor* (*obr. 155*). Liší se od čtyřdobého zážehového motoru tím, že píst nasává čistý vzduch, který se stlačením zahřeje. Do horkého vzduchu se vstřikuje před horní úvratí palivo, které hoří (vzněcuje se) částečně i při expanzním zdvihu.

b) *Dvoudobý motor* (*obr. 156*). Od dvoudobého zážehového motoru se liší tím, že pracovní prostor se vyplachuje čistým vzduchem, který se ve válci stlačuje. Těsně před horní úvratí se do vzduchu začne vstřikovat palivo, které dohořívá i při expanzním zdvihu.

Účinnost spalovacích motorů

Chemická účinnost

$$\eta_{ch} = \frac{q_p}{q'_p} \doteq 1 ,$$

kde q'_p je teplo uvolněné spálením paliva (J . kg^{-1}),
q_p – teplo přivedené do oběhu (J . kg^{-1}).

Tepelná účinnost

$$\eta_t = \frac{q_t}{q_p} = 0{,}4 \text{ až } 0{,}65\,,$$

kde q_t je teplo spotřebované na práci teoretického oběhu $(\mathrm{J\,.\,kg^{-1}})$.

Stupeň plnosti diagramu

$$\eta_p = \frac{q_i}{q_t} = \frac{S_i}{S_t} = 0{,}6 \text{ až } 0{,}75\,,$$

kde q_i je teplo spotřebované na práci indikovaného oběhu $(\mathrm{J\,.\,kg^{-1}})$,
S_i – plocha skutečného tlakového diagramu,
S_t – plocha teoretického tlakového diagramu.

Indikovaná účinnost

$$\eta_i = \frac{q_i}{q'_p} = \eta_{ch} \,.\, \eta_t \,.\, \eta_p \,.$$

Mechanická účinnost

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 0{,}75 \text{ až } 0{,}92\,,$$

kde P_e je užitečný výkon (W),
P_i – indikovaný výkon (W).

Celková (užitečná) účinnost

$$\eta_e = \eta_i \,.\, \eta_m = \frac{q_e}{q'_p} = 0{,}25 \text{ až } 0{,}4\,,$$

kde q_e je teplo spotřebované na užitečnou práci $(\mathrm{J\,.\,kg^{-1}})$.

Celkovou účinnost lze též vypočítat ze vztahu

$$\eta_e = \frac{P_e}{m' \,.\, q'_p}\,,$$

kde m' je hmotnost paliva spáleného za jednotku času $(\mathrm{kg\,.\,s^{-1}})$.

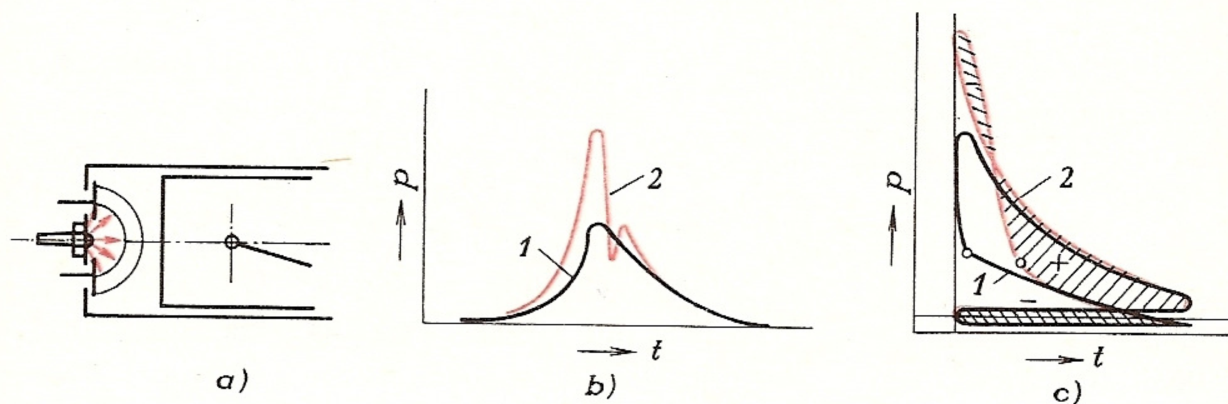
Klepání motorů

1. *Zážehový motor.* Tepelná účinnost je tím větší, čím větší je kompresní poměr. Jeho zvyšování je však omezeno klepáním motoru a samovznícením.

Zvyšováním kompresního poměru se zvyšuje rychlost hoření směsi (ze 6 až 20 $\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$ až na 300 až 500 $\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$). Směs začne hořet v místě zapálení, hoření se šíří v kulových plochách (*obr. 157a*) a spaliny stlačují dosud nezapálenou směs, která se ohřeje. Při vysoké teplotě stlačované směsi se neodvede všechno teplo stěnami a směs vzplane *současně v celém objemu.* Vznikne tlaková vlna, která narazí

na stěny válce i na píst, nastává detonace (*obr. 157b*). Detonace se opakují při každém zápalu a způsobují klepání motoru.

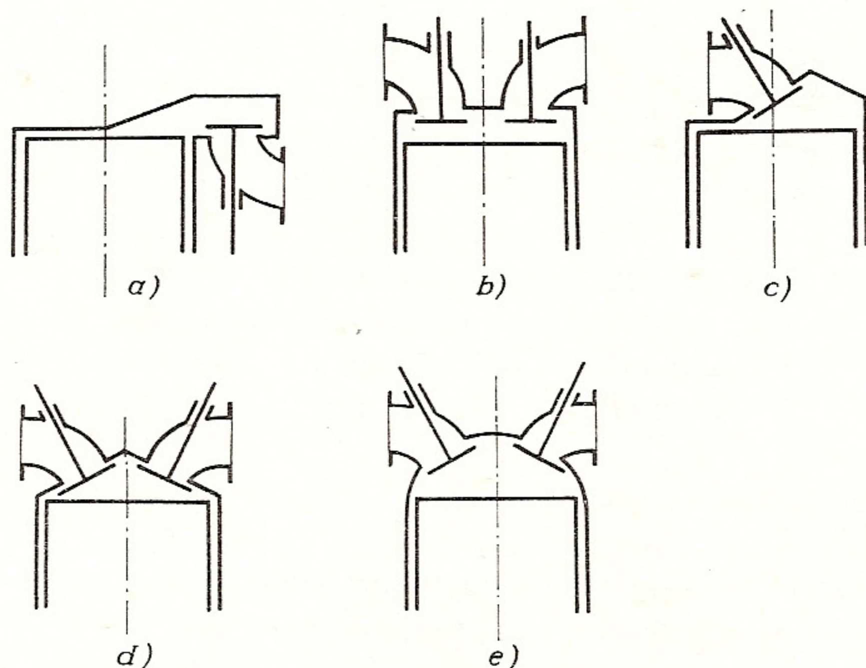
Dalším zvyšováním kompresního poměru se stlačená směs zapálí kompresním teplem ještě před přeskočením elektrické jiskry – samovznícení, které snižuje výkon motoru (*obr. 157c*).



Obr. 157. Klepání zážehového motoru
a) šíření hoření ve válci; *b*) průběh tlaku: *1* – při normálním hoření, *2* – při detonaci; *c*) tlakový diagram: *1* – při správném okamžiku zážehu, *2* – při samovznícení

Při klepání se zvětšuje namáhání součástí motoru. Palivo se nedokonale spaluje a nespálený uhlík se usazuje na stěnách kompresního prostoru a podporuje vznik dalšího klepání. Elektrody zapalovacích svíček se mohou rozžhavit a předčasně zapálit směs. Klepání závisí:

a) Na druhu použitého paliva. Odolnost proti klepání neboli antidetonační schopnost paliv se vyjadřuje oktanovým číslem. Oktanové číslo značí procentový



Obr. 158. Kompresní prostory zážehových motorů
a) postranní, *b*) válcový, *c*) klínový, *d*) střechový, *e*) půlkulový

objem izooktanu (OČ = 100) ve směsi izooktanu s heptanem (OČ = 0), která je stejně odolná proti klepání jako zkoušené palivo. U paliv s větší antidetonační schopností než má čistý izooktan se jejich odolnost hodnotí tzv. výkonnostním číslem. Oktanové číslo benzínu bývá 70 až 100.

b) Na kompresním poměru. Čím je kompresní poměr větší, tím snadněji vzniká klepání.

c) Na tvaru a velikosti kompresního prostoru. Menší sklon ke klepání má jednodušší a kompaktnější kompresní prostor (*obr. 158*).

d) Na poloze zapalovací svíčky. Svíčka má být umístěna v nejteplejším místě kompresního prostoru.

2. *Vznětový motor*. Předčasným vstřikem paliva do válce se palivo nejprve odpaří. K tomu potřebuje teplo, které odejme stlačenému vzduchu. Po dosažení teploty potřebné pro vznícení se palivo náhle vznítí a vznikne tlaková vlna, která narazí na stěny válce. Opakováním tohoto jevu vzniká klepání, které závisí:

a) na druhu paliva. Odolnost paliva proti klepání je dána vznětlivostí paliva a posuzuje se podle cetanového čísla. Cetanové číslo je vyjádřeno procentovým objemem cetanu (CČ = 100) ve směsi cetanu s methylnaftalenem (CČ = 0). Současná paliva mají CČ = 40 až 60;

b) na kompresním poměru. Čím je kompresní poměr větší, tím je kompresní teplota vyšší a klepání menší.

3.7.3 Paliva spalovacích motorů

Rozdělení paliv:

1. Podle skupenství – tuhá (používají se nepřímo), kapalná a plynná.
2. Podle původu – přirozená a umělá.

Kapalná paliva se pro spalovací motory používají nejvíce.

Přirozená kapalná paliva se vyrábějí destilací ropy.

1. Benzín – nejpoužívanější palivo pro zážehové motory. Jeho antidetonační schopnost se zlepšuje přidáváním roztoku obsahujícího tetraethyl olova, který je však dovoleno se zřetelem na životní prostředí používat jen omezeně. Zkouší se použití jiných látek, např. karbonyl železa, monomethylanilin apod.
2. Petrolej – používá se méně, zanechává mnoho zplodin.
3. Motorová nafta – nejpoužívanější palivo pro vznětové motory. Použití: pro léto NM-4, přechod NM-8 a zimu NM-18. Při správném spalování zanechává málo viditelných zplodin.

Umělá kapalná paliva se vyrábějí synteticky nebo vznikají jako vedlejší produkt při výrobě jiných látek.

1. Syntetický benzín – stejné použití jako u přirozeného benzínu.
2. Benzen – mísí se s benzínem, změkčuje chod motoru.
3. Methanol (ethanol) – má malou výhřevnost, používá se ve směsi s benzínem.

Přirozená plynná paliva

Zemní a bahenní plyn – používají se pro pohon větších stacionárních motorů.

Umělá plynná paliva

1. Svítiplyn – k pohonu spalovacích motorů je drahý. Stlačený se někdy používá pro pohon vozidlových motorů.
2. Koksárenský plyn – podobné vlastnosti jako svítiplyn.
3. Generátorový plyn – nejběžnější plynné palivo, je levný.
4. Kychtový plyn – pro pohon větších motorů.

Výhodou plynných paliv je menší znečišťování životního prostředí.

Základní požadavky na paliva spalovacích motorů:
bezpečnost při skladování, manipulaci a provozu,
chemická stálost vůči vzduchu a vodě,
vysoká výhřevnost,
netečnost vůči materiálům palivového ústrojí,
malá jedovatost a omamnost,
možnost použití ve větším rozsahu teplot,
malý obsah příměsí: vody, síry, popela.

Zkoušení paliv spalovacích motorů

Paliva spalovacích motorů mají řadu předepsaných vlastností, které musí být dodrženy pro spolehlivý provoz. Tyto vlastnosti se prověřují zkouškami, např. hustota paliva, destilace paliva, tlak par, výhřevnost, oktanové nebo cetanové číslo, stabilita paliva, korozívnost, vliv nízkých a vysokých teplot a čistota paliva.

3.7.4 Výpočet hlavních rozměrů spalovacích motorů

Hlavní rozměry motoru jsou průměr válce D a zdvih L. Pro výpočet bývá obvykle zadán druh motoru a jeho užitečný výkon P_e.

1. Volba počtu válců. Čím je větší počet válců, tím vyšší jsou výrobní náklady, ale menší hmotnost a rozměry motoru, chod motoru je klidnější, lépe se vyvažuje a snadněji spouští.

Tab. 41. Otáčky spalovacích motorů

Druhy motorů	n (s^{-1})	n (min^{-1})
Stacionární pomaloběžné	3 až 18	180 až 1 080
Stacionární rychloběžné	15 až 40	900 až 2 400
Lodní s přímým pohonem	1 až 8	60 až 480
Lodní s převody	6 až 30	360 až 1 800
Motocyklové	80 až 100	4 800 až 6 000
Osobních automobilů	60 až 85	3 600 až 5 100
Zážehové nákladních automobilů	50 až 60	3 000 až 3 600
Vznětové nákladních automobilů	30 až 35	1 800 až 2 100
Vznětové traktorů	15 až 30	900 až 1 800
Závodních vozidel	150 až 250	9 000 až 15 000

2. Volba poměru $\lambda = L/D$:

a) pro zážehové motory $\lambda = 0{,}6$ až 1,1,

b) pro vznětové motory $\lambda = 0{,}9$ až 2,2.

Tab. 42. Střední pístová rychlost

Druhy motorů	c_s (m . s^{-1})
Stacionární pomaloběžné	4 až 6
Stacionární rychloběžné	6 až 8,5
Osobních automobilů	8 až 15
Nákladních automobilů	7 až 13
Traktorové	5 až 7,5
Závodních vozidel	18 až 20
Letecké	10 až 15

Čím je poměr λ menší, tím je větší vrtání válců – lze použít větší ventily, je menší střední pístová rychlost c_s a klikový mechanismus je tužší. Podle poměru λ se rozdělují motory na

a) podčtvercové (podkvadratické) $L < D$,

b) čtvercové (kvadratické) $L = D$,

c) nadčtvercové (nadkvadratické) $L > D$.

Tab. 43. Střední efektivní tlak u spalovacích motorů

Druhy motorů	p_e (MPa)
Stacionární zážehové	0,3 až 0,6
Stacionární vznětové	0,3 až 0,8
Vozidlové zážehové čtyřdobé	0,4 až 0,9
Vozidlové vznětové čtyřdobé	0,6 až 0,8
Vznětové čtyřdobé s přeplňováním	1 až 1,5
Dvoudobé zážehové	0,4 až 0,5
Dvoudobé vznětové	0,3 až 0,4
Dvoudobé vznětové s přeplňováním	0,6 až 0,8

3. Volba otáček (*tab. 41*). Čím jsou otáčky vyšší, tím jsou menší rozměry, hmotnost a cena, ale menší spolehlivost a trvanlivost, větší mechanické ztráty, tepelné namáhání, hlučnost a požadavek na přesnější výrobu.

4. Kontrola střední pístové rychlosti c_s (*tab. 42*). Nižší rychlosti zmenšují setrvačné síly, namáhání klikového mechanismu, tření a účinnost motoru.

5. Volba středního efektivního tlaku (*tab. 43*)

$$p_e = p_i \cdot \eta_m \,.$$

Užitečný výkon motoru

$$P_e = \frac{2L \,.\, S \,.\, p_e \,.\, n \,.\, i}{x}\,.$$

Po dosazení za $L = \lambda \,.\, D$

$$P_e = \frac{\pi \,.\, D^3 \,.\, p_e \,.\, \lambda \,.\, n \,.\, i}{2x}\,.$$

Průměr válce

$$D = \sqrt[3]{\frac{2x \,.\, P_e}{\pi \,.\, p_e \,.\, \lambda \,.\, n \,.\, i}}\,.$$

Průměr válce zaokrouhlíme podle normalizovaného průměru pístních kroužků.
Zdvih pístu

$$L = \lambda \,.\, D\,.$$

3.7.5 Základní hlediska pro porovnání spalovacích motorů

Různé motory se porovnávají podle různých hledisek, ale jen některá jsou objektivní:

a) měrný výkon motoru (*tab. 44*)

$$P_V = \frac{P_e}{V_z} = \frac{2L \,.\, S \,.\, p_e \,.\, n \,.\, i/x}{S \,.\, L \,.\, i} = \frac{2p_e \,.\, n}{x} \quad (\mathrm{kW} \,.\, \mathrm{dm}^{-3})\,.$$

Tab. 44. Měrný výkon spalovacích motorů

Druhy motorů	P_V (kW . dm^{-3})
Stacionární pomaloběžné	5 až 10
Stacionární rychloběžné	10 až 20
Dvoudobé zážehové	30 až 40
Dvoudobé vznětové	25 až 35
Čtyřdobé zážehové	25 až 40
Čtyřdobé vznětové	10 až 15

Pro dvoudobý motor ($x = 2$) je tedy

$$P_V = p_e \,.\, n\,,$$

pro čtyřdobý ($x = 4$)

$$P_V = \tfrac{1}{2} p_e \,.\, n\,;$$

b) výkonová hmotnost (*tab. 45*)

$$m_P = \frac{m}{P_e} \quad (\text{kg} \,.\, \text{kW}^{-1}),$$

kde m je celková hmotnost motoru (kg);

Tab. 45. Výkonová hmotnost m_P a měrná spotřeba paliva m_t spalovacích motorů

Druh motoru	m_P (kg . kW^{-1})	m_t (g . kW^{-1} . h^{-1})
Dvoudobý vznětový stacionární	10 až 12	270 až 290
Čtyřdobý vznětový stacionární	12 až 15	250 až 280
Čtyřdobý zážehový stacionární	10 až 12	260 až 300
Dvoudobý zážehový vozidlový	2 až 4	490 až 540
Čtyřdobý zážehový vozidlový	2,5 až 4,5	300 až 380
Čtyřdobý vznětový vozidlový	5 až 7	260 až 300

c) měrná spotřeba paliva (*tab. 45*). Udává množství paliva spotřebovaného na jednotku výkonu za jednotku času (g . kW^{-1} . h^{-1}).

Porovnání dvoudobých a čtyřdobých motorů

Výhody dvoudobých motorů: jednodušší konstrukce, menší počet součástí, menší nároky na obsluhu, větší měrný výkon (jen asi o 10 % – nedokonalé plnění a vyplachování válců), rovnoměrnější krouticí moment, snadnější roztáčení studeného motoru a menší poruchovost.

Výhody čtyřdobých motorů: větší účinnost, menší měrná spotřeba paliva (asi o 30 %), menší tepelné namáhání motoru, lepší chlazení, pravidelnější chod, dobrý průběh krouticího momentu i při malých otáčkách, jednodušší konstrukce klikového hřídele (z jednoho kusu), menší hlučnost sání a výfuku.

Příklad. Vypočítejte hlavní rozměry, velikost kompresního prostoru a měrný výkon čtyřválcového čtyřdobého zážehového vozidlového motoru pro výkon $P_e = 30\,\text{kW}$ a otáčky $n = 76\,\text{s}^{-1}$.

Voleno: $p_e = 0{,}8$ MPa, $\lambda = 1$, $\varepsilon = 8{,}3$.

Průměr válce

$$D = \sqrt[3]{\frac{2x \,.\, P_e}{i \,.\, \pi \,.\, \lambda \,.\, n \,.\, p_e}} = \sqrt[3]{\frac{2 \,.\, 4 \,.\, 30 \,.\, 10^3}{4\pi \,.\, 1 \,.\, 76 \,.\, 0{,}8 \,.\, 10^6}}\,\text{m} = 0{,}068\,\text{m} = 68\,\text{mm}\,.$$

Zdvih pístu

$$L = \lambda \,.\, D = 1 \,.\, 0{,}068\,\text{m} = 0{,}068\,\text{m} = 68\,\text{mm}\,.$$

Střední pístová rychlost

$$c_s = 2L \,.\, n = 2 \,.\, 0{,}068 \,.\, 76\,\text{m} \,.\, \text{s}^{-1} = 10{,}34\,\text{m} \,.\, \text{s}^{-1} \quad - \quad \text{vyhovuje}\,.$$

Zdvihový objem

$$V_z = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L = 4 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}68^2}{4} \cdot 0{,}68 \text{ dm}^3 = 0{,}988 \text{ dm}^3 .$$

Kompresní poměr

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k},$$

z toho velikost kompresního prostoru

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{0{,}988}{8{,}3 - 1} \text{ dm}^3 = 0{,}135 \text{ dm}^3 .$$

Měrný výkon

$$P_V = \frac{P_e}{V_z} = \frac{30}{0{,}988} \text{ kW} \cdot \text{dm}^{-3} = 30{,}36 \text{ kW} \cdot \text{dm}^{-3} .$$

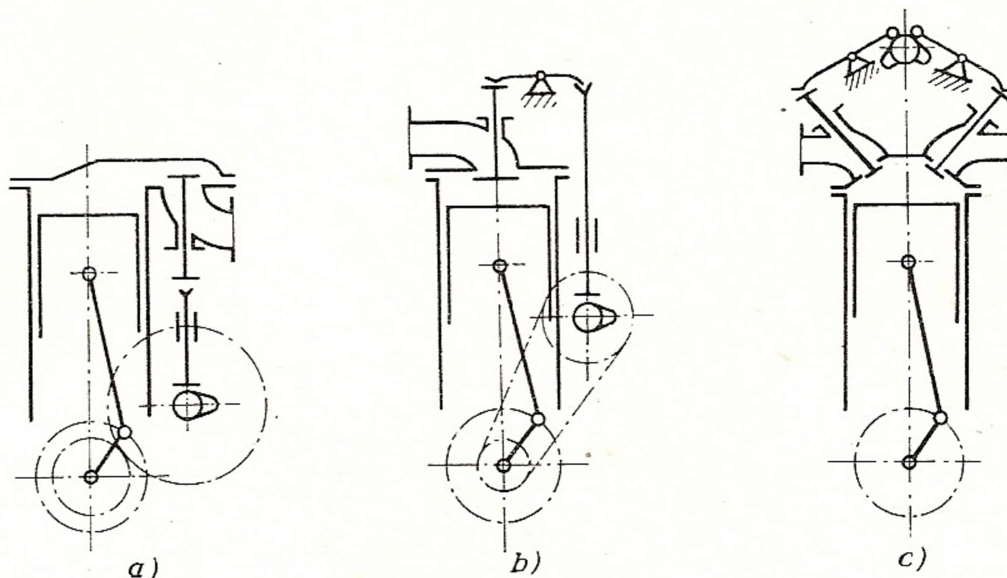
3.7.6 Rozvody spalovacích motorů

Slouží k ovládání vstupu pracovní látky do válce a k dokonalému odvedení spalin. Druhy rozvodů: ventilový, šoupátkový a pístový.

Ventilové rozvody

Používají se u čtyřdobých motorů. Druhy ventilových rozvodů se liší podle uspořádání a umístění částí rozvodu (*obr. 159*).

Rozvod SV. Je konstrukčně nejjednodušší, má malé pohybující se hmoty. Nevýhody: obtížné seřizování vůle (špatný přístup ke zdvihátkům) a nízký kompresní poměr vlivem nevhodného kompresního prostoru, dnes se málo používá.



Obr. 159. Ventilové rozvody spalovacích motorů
a) rozvod SV, *b*) rozvod OHV, *c*) rozvod OHC

Rozvod OHV. Má větší hlučnost a větší počet součástí s přímočarým vratným pohybem – velké setrvačné síly v rozvodu. Výhodou je jednoduché uspořádání a snadné seřizování vůle ventilů. Je vhodný pro motory s menšími otáčkami.

Rozvod OHC. Vačkový hřídel umístěný na hlavách válců bývá poháněn buď převodným hřídelem rozvodu (se dvěma páry šroubových nebo kuželových kol), řetězem, nebo ozubenými koly. Používá se u motorů s většími otáčkami.

Rozvod F je kombinací rozvodu OHV a SV. Pro složitost se málo používá.

Části ventilového rozvodu

Ventilové rozvody jsou ovládány *vačkovým hřídelem*, jehož otáčky jsou vázány na otáčkách klikového hřídele, např. vačkový hřídel u čtyřdobých motorů má poloviční otáčky než klikový hřídel. Vačkové hřídele se vyrábějí obvykle celistvé z ocelí třídy 12, 14, 15 a 16 zápustkovým kováním. Po obrobení se cementují a kalí.

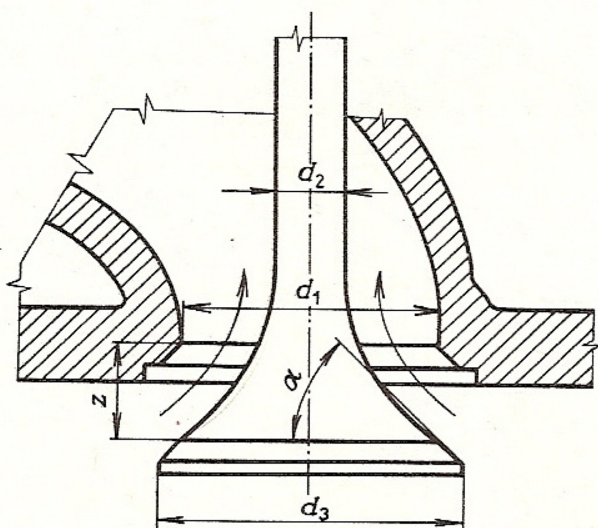
Vačky řídí průběh otevírání a zavírání ventilů. Otevírání je řízeno přímo vačkou, zavírání se děje pomocí pružiny. Vačky se rozdělují podle tvaru boků na tangenciální, s vypouklými nebo vydutými boky a harmonické.

Zdvihátka ventilů přenášejí pohyb z vaček na ostatní části rozvodu. Jsou kladková nebo kluzná. Hydraulická zdvihátka vymezují samočinně vůli v rozvodu.

Rozvodové tyčky převádějí u rozvodu OHV pohyb ze zdvihátek na vahadla.

Vahadla ventilů přenášejí u rozvodu OHV pohyb z rozvodové tyčky na ventil, u rozvodu OHC z vačky na ventil.

Pružiny ventilů udržují požadovaný průběh rychlostí a zrychlení zdvihu ventilů při jejich zavírání, překonávají setrvačné síly i tření v rozvodovém ústrojí a udržují výfukové ventily v uzavřené poloze při podtlaku během sacího zdvihu.



Obr. 160. Průtočné plochy ventilů

Ventily. Úkolem ventilů je otevírání a zavírání plnicích i výfukových průřezů v pracovním prostoru válce (*obr. 160*).

Výfukové ventily musí odolávat tepelnému i mechanickému namáhání, musí být pevné i při vysokých teplotách, nesmějí se vlivem teploty deformovat a podléhat oxidaci, musí odolávat opotřebení a nesmí být kalitelné při prudkém ochlazení.

Vyrábějí se z austenitických ocelí legovaných chromem, niklem a wolframem (nebo molybdenem). Také se používají ventily plněné sodíkem.

Sací ventily jsou méně tepelně namáhané. Vyrábějí se z austenitických ocelí jako výfukové, jen obsah legujících prvků je menší.

Časování ventilového rozvodu čtyřdobých motorů (*obr. 153*)

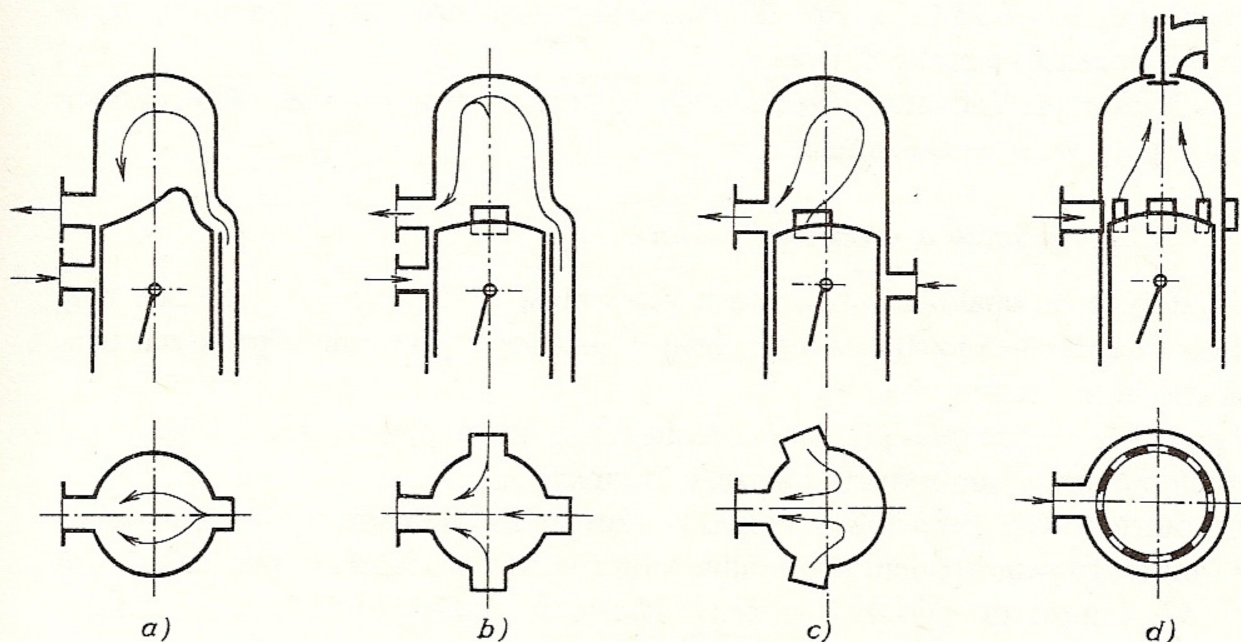
Sací ventily se otevírají před začátkem sacího zdvihu, aby již na začátku zdvihu byly dostatečně velké průřezy. Zavírání bývá se zpožděním – využívá se kinetické energie proudu vzduchu (směsi) při plnění válce. Počátek otevírání i konec zavírání je závislý zejména na délce sacího potrubí apod.

Výfukové ventily se otevírají před začátkem výfukového zdvihu, aby se ještě před výfukem vyrovnal tlak ve válci s tlakem ve výfukovém potrubí. Příliš velký předstih otevření ventilu snižuje výkon motoru a zvyšuje tepelné namáhání výfukového ventilu. Konec zavírání výfukových ventilů je až za horní úvratí, aby se lépe využila pohybová energie výfukových plynů k vypláchnutí válce.

Vůle v rozvodu umožňuje tepelnou dilataci součástí, a tím i dobrou těsnost. Bývá 0,1 až 0,3 mm a nastavuje se stavěcími šrouby. Velká vůle způsobuje hlučnost rozvodu. U rozvodu SV se vůle za provozu zmenšuje, u rozvodu OHV zvětšuje.

Šoupátkové rozvody

Výhodou je dobré plnění válců (velké průřezy), odpadá tepelné namáhání výfukových ventilů a je možné využít většího kompresního poměru. Nevýhodou je zhoršený přestup tepla (z pístu do válce) a obtížné utěsnění a chlazení.



Obr. 161. Vyplachování válců dvoudobých motorů
a) příčné, *b*) tříproudé, *c*) vratné, *d*) souproudé

Pístové (kanálové) rozvody

Uplatňují se u dvoudobých motorů. Sací, přepouštěcí i výfukový kanál je umístěn ve stěně válce a otevírá se pístem.

Podle počtu kanálů jsou motory:

dvoukanálové – sání ovládá samočinný ventil nebo šoupátko;

tříkanálové – nejčastější použití.

Způsoby vyplachování válce (*obr. 161*):

a) příčné – konstrukčně jednoduché. Nevýhodou je nutnost nálitku (deflektoru) na dně pístu – sklon ke klepání,

b) tříproudé – dobré vyplachování, konstrukčně složitější,

c) vratné – dobré vyplachování, používá se nejčastěji,

d) souproudé – téměř dokonalé vyplachování – konstrukčně složité.

Časování rozvodu dvoudobých motorů

Souměrné časování (*obr. 154*). Výfukový i přepouštěcí kanál se otevírá a zavírá ve stejném úhlu vzhledem k dolní úvrati pístu. Výhoda: jednoduchá konstrukce rozvodu i motoru. Nevýhoda: přepouštěcí kanál se uzavírá dřív než výfukový – nedokonalé plnění válce.

Nesouměrné časování. Přepouštěcí kanál se zavírá později než výfukový – lepší plnění, avšak složitější rozvod.

Přeplňování motorů

Provádí se dmýchadly (pístovými, s rotujícími písty i lopatkovými), která dopravují do válce větší objem pracovní látky než při nasávání nebo vyplachování. Tím se zvýší výkon motoru o 30 až 100 %. Zvýšení výkonu je závislé na plnicím tlaku, který bývá 0,12 až 0,25 MPa. Přeplňování je vhodnější pro vznětové motory, u zážehových dochází ke ztrátě paliva.

Rozšiřování přeplňovaných vznětových motorů v provozu má velký význam v dnešní palivoenergetické situaci.

3.7.7 Příprava směsi u zážehových motorů

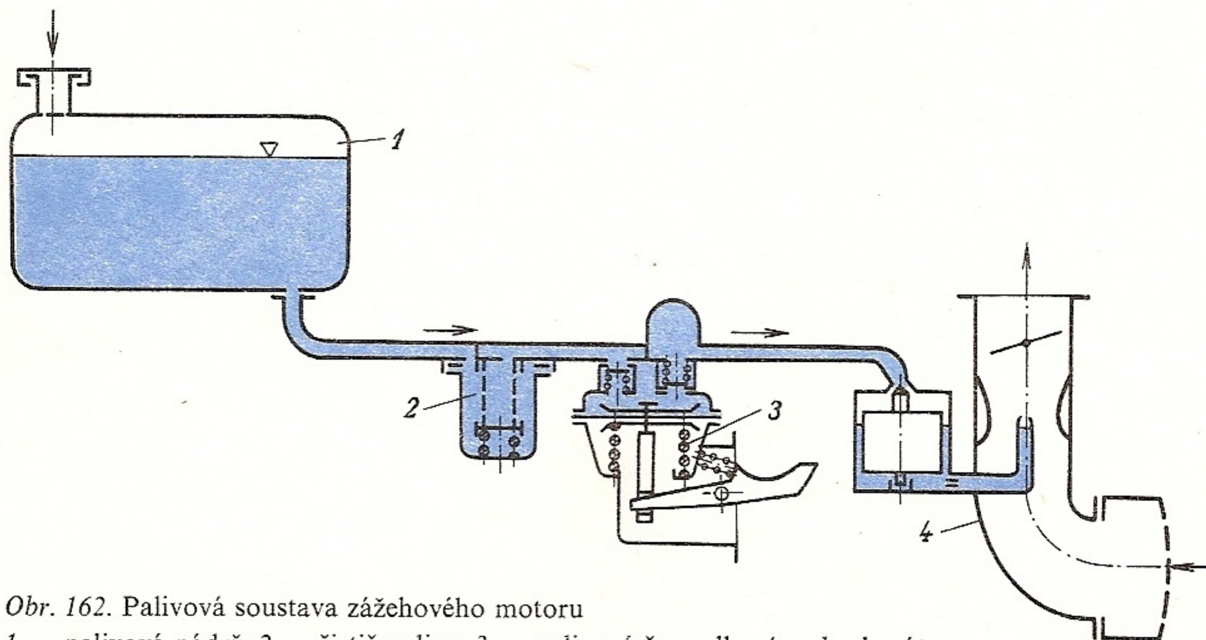
Před vstupem do spalovacího prostoru válce musí být palivo co nejjemněji rozprášeno a zároveň smícháno se vzduchem v požadovaném poměru při všech režimech chodu motoru.

U *plynných paliv* se směs plynu se vzduchem vytváří ve směšovačích, kde se palivo i vzduch odměřuje samostatnými škrticími klapkami.

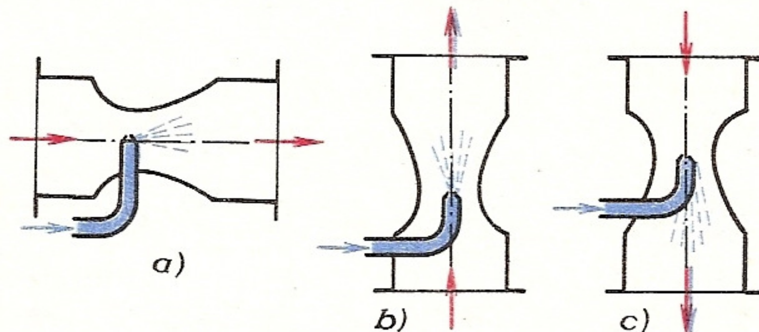
U motorů na *kapalná paliva* se palivo přivádí z palivové nádrže přes čistič paliva ke karburátoru samospádem nebo palivovým čerpadlem, nejčastěji membránovým (*obr. 162*). Karburátor slouží k přípravě spalovací směsi. Skládá se z plovákové a směšovací komory. Podle uspořádání směšovací komory se karburátory rozdělují na horizontální, vertikální a spádové (*obr. 163*). Podle použití se dělí na karburátory pro motory automobilové, motocyklové apod.

Poměr hmotnosti paliva ke hmotnosti vzduchu ve směsi se nazývá *směšovací poměr*, který je pro dokonalé spalování benzínu 1 : 15. Směšovací poměr je závislý na zatížení motoru (*obr. 164*).

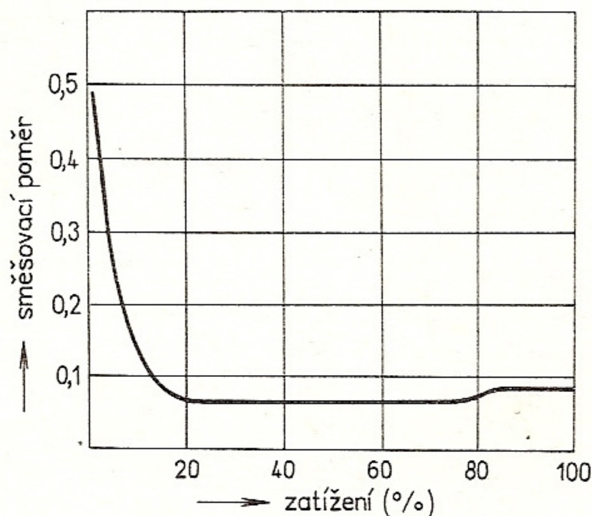
Činnost zjednodušeného karburátoru (*obr. 165*). Vzduch nasávaný motorem se mísí s palivem, které přitéká tryskou z plovákové komory. Tryska ovlivňuje složení



Obr. 162. Palivová soustava zážehového motoru
1 – palivová nádrž, *2* – čistič paliva, *3* – palivové čerpadlo, *4* – karburátor

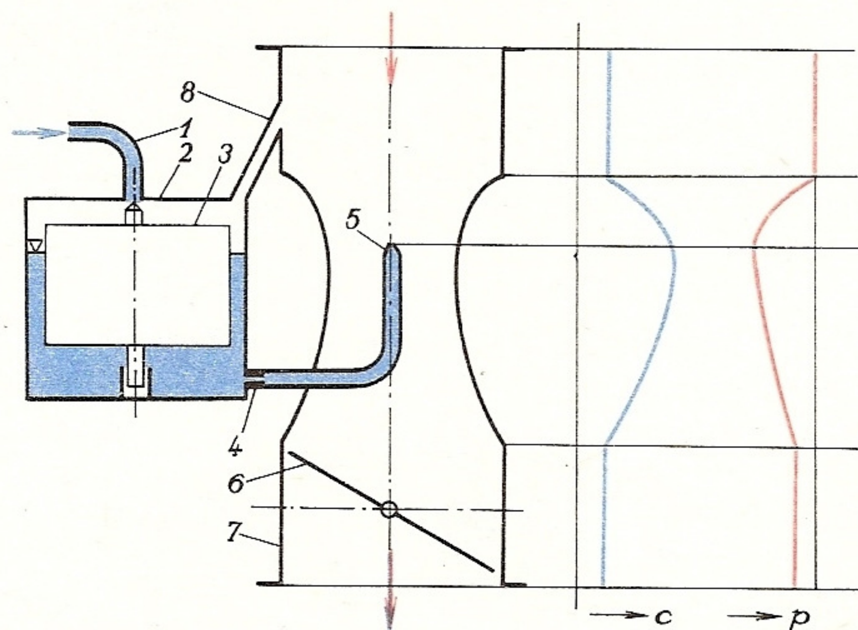


Obr. 163. Druhy karburátorů
a) horizontální, *b*) vertikální, *c*) spádový

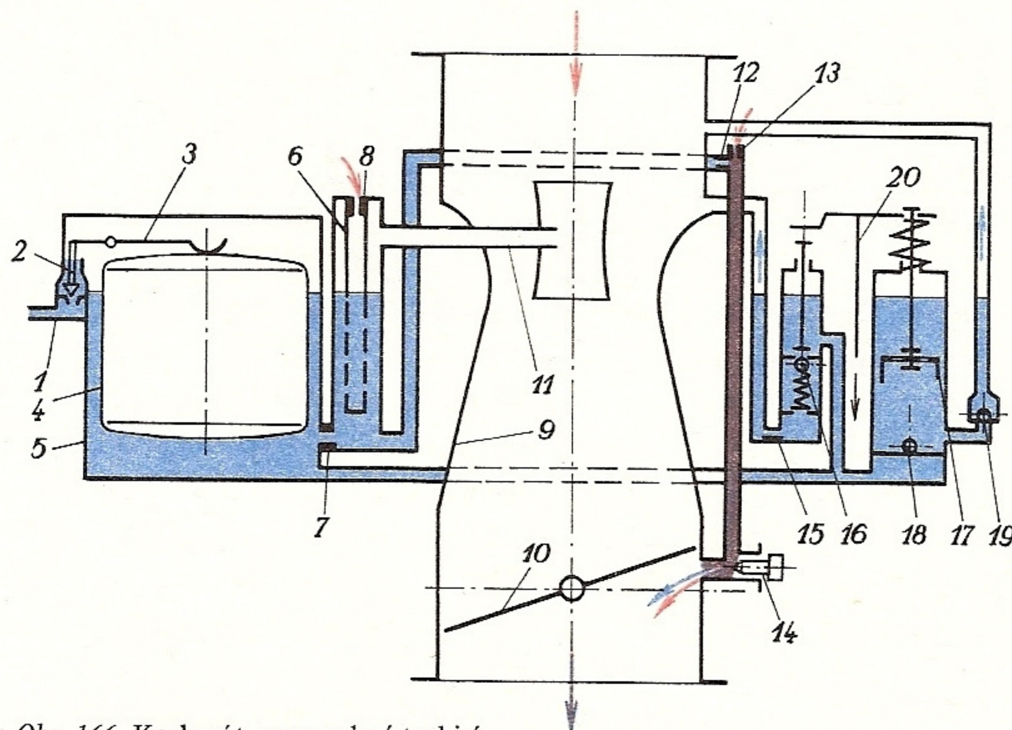


Obr. 164. Požadavek motoru na směšovací poměr při různém zatížení

směsi. Ústí trysky je umístěno v difuzoru. V něm se vlivem podtlaku a velké rychlosti vzduchu, způsobené pohybem pístu, palivo z trysky nasává, rozprašuje a směšuje se vzduchem. Na konci difuzoru se mění kinetická energie směsi v tlakovou.



Obr. 165. Zjednodušený karburátor
1 – přívod paliva, *2* – plováková nádrž, *3* – plovák, *4* – tryska, *5* – otvor trubice hlavní trysky (ústí trysky), *6* – škrticí klapka, *7* – difuzor, *8* – spojovací kanál

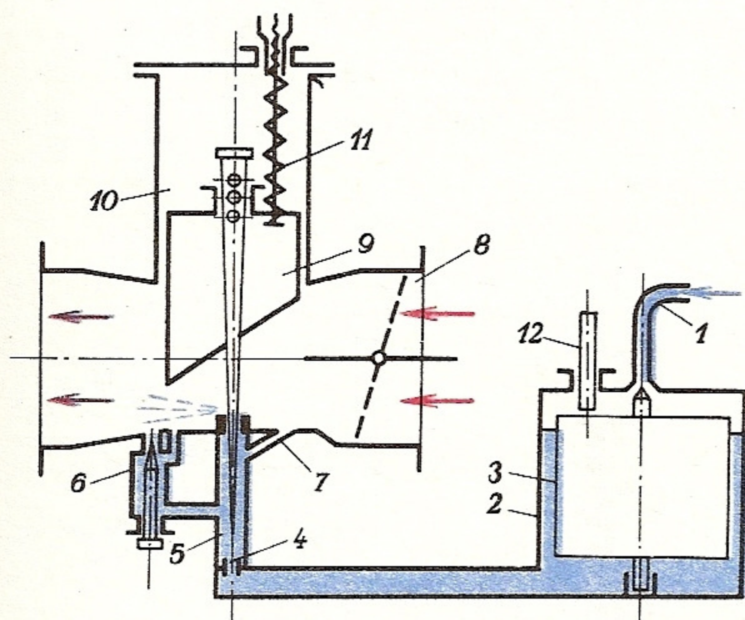


Obr. 166. Karburátor s emulzní trubicí
1 – přívod paliva, *2* – jehlový ventil, *3* – závěs plováku, *4* – plovák, *5* – plováková komora, *6* – emulzní trubice, *7* – hlavní trysky, *8* – hlavní vzdušník, *9* – difuzor, *10* – škrticí klapka, *11* – rozprašovač, *12* – tryska volnoběhu, *13* – vzdušník volnoběhu, *14* – regulační šroub volnoběhu, *15* – tryska obohacovače, *16* – ventil obohacovače, *17* – píst akcelerační pumpičky, *18* – sací ventil pumpičky, *19* – zpětný ventil pumpičky, *20* – pohon pumpičky

Škrticí klapkou se reguluje množství směsi proudící do válce, a tím i točivý (kroutící) moment motoru.

Otáčky motoru ovlivňují rychlost vzduchu v difuzoru, a tím i bohatost směsi. Proto jsou karburátory vybaveny vyrovnávacím (kompenzačním) zařízením, např. emulzní trubicí, kompenzační tryskou, difuzorem s proměnlivým průřezem a vyrovnávací jehlou.

Karburátor s emulzní trubicí (*obr. 166*) je nejrozšířenější. Při roztáčení motoru a chodu naprázdno je škrticí klapka téměř uzavřena. Rychlost pístu je malá, vzniklý podtlak nestačí k nasátí paliva z emulzní trubice. Proto má karburátor ještě samostatný okruh – *volnoběh*. Palivo je nasáváno podtlakem, který vzniká mezi klapkou a hrdlem.



Obr. 167. Motocyklový karburátor Jikov
1 – přívod paliva, *2* – plováková komora, *3* – plovák, *4* – tryska, *5* – komůrka, *6* – volnoběh, *7* – kanálek, *8* – sací hrdlo, *9* – šoupátko, *10* – šoupátková komora, *11* – lanko s pružinou, *12* – kolík

Při nízkých otáčkách (rozbíhání motoru) je škrticí klapka otevřena a palivo je nasáváno jak z emulzní trubice, tak i z prostoru kolem ní.

Při zvyšujících se otáčkách dodává tryska větší množství paliva, avšak z emulzní trubice je přisáván vzduch.

Při nejvyšších otáčkách je otvory v emulzní trubici nasáván jen vzduch.

Sytič slouží pro vytvoření bohaté směsi při roztáčení studeného motoru.

Akcelerační pumpička se používá u karburátorů pro vozidlové motory. Při prudkém sešlápnutí pedálu vstříkne do sacího potrubí určité množství paliva.

Obohacovač zajišťuje obohacení směsi při plném zatížení motoru.

Motocyklový karburátor Jikov (*obr. 167*). Průtok paliva se řídí kuželovou jehlou, průtok vzduchu se reguluje šoupátkem. Přeplavovací kolík slouží k obohacení směsi při roztáčení studeného motoru. Volnoběh umožňuje roztáčení motoru a jeho chod naprázdno.

Přímý vstřik benzínu do sacího potrubí nebo do pracovního prostoru válce odstraňuje nevýhody přípravy směsi v karburátorech. Používá se hlavně u vozidlo-

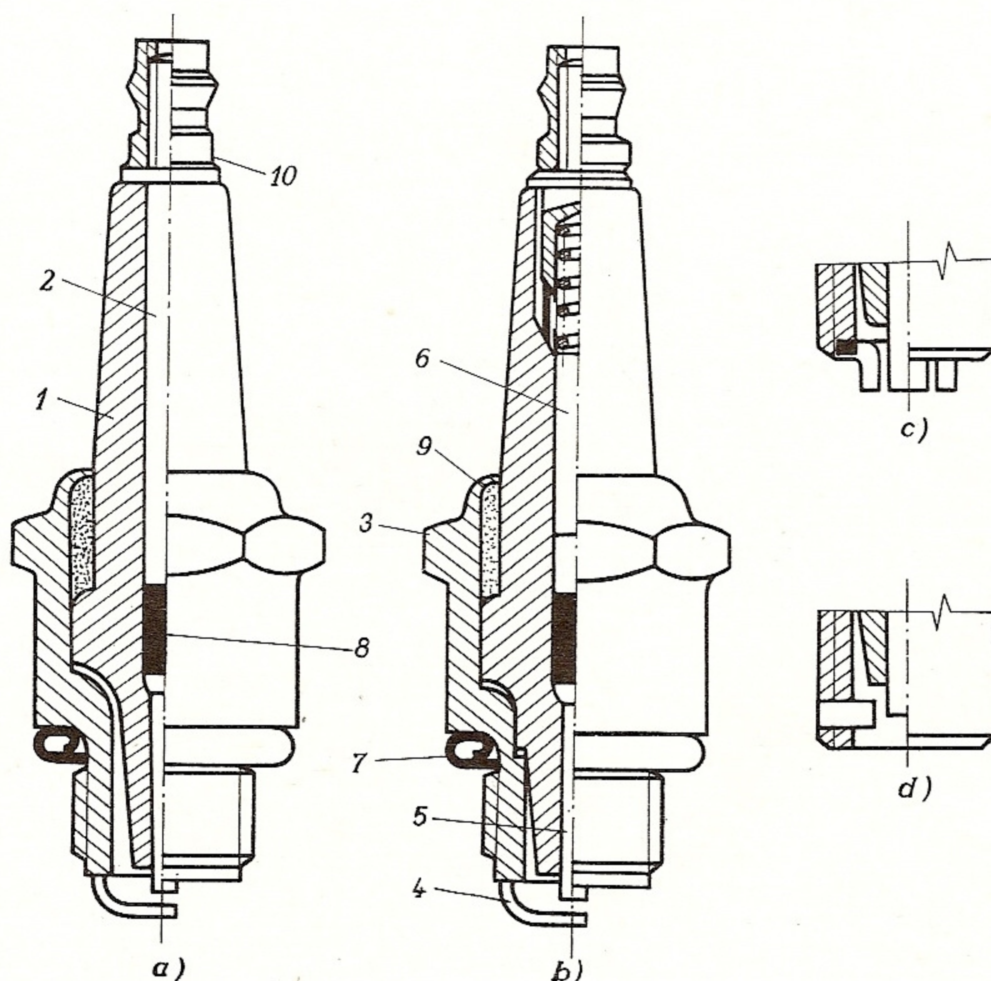
vých a leteckých motorů s velkým měrným výkonem. Vstřikovaným palivem se ochlazuje nasávaný vzduch, a tím se zlepšuje plnění válce. Vstřikovací zařízení je složitější a dražší než karburátor.

Regulace zážehových motorů

1. Rychlostní – zajišťuje konstantní otáčky při různém zatížení motoru.
2. Výkonnostní – vyžaduje změnu otáček podle zatížení motoru.

3.7.8 Zapalování u zážehových motorů

Stlačená směs se zapaluje elektrickou jiskrou o teplotě asi 8 000 K. Jiskra přeskakuje při napětí 15 000 až 20 000 V mezi vzájemně odizolovanými elektrodami zapalovací svíčky (*obr. 168*), vzdálenými od sebe 0,4 mm pro magnetoelektrické zapalování a 0,7 až 0,9 mm pro bateriové zapalování. Podle konstrukce a izolačního materiálu mají svíčky tzv. tepelnou hodnotu, charakterizující schopnost odvádět teplo. Svíčka má mít takovou teplotu, aby nezpůsobovala předčasné zapálení směsi



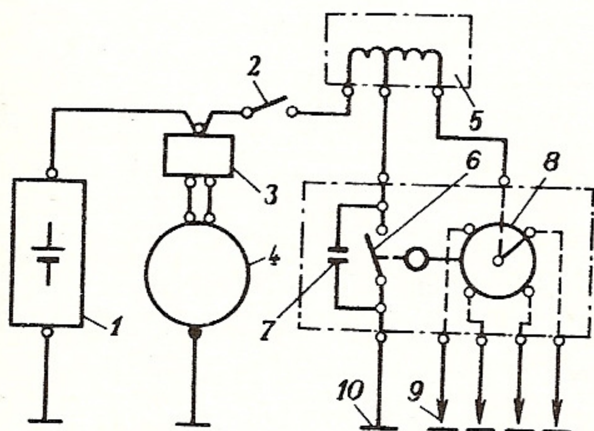
Obr. 168. Zapalovací svíčky
a) normální, *b*) s odrušovacím odporem: *1* – izolátor, *2* – svorník, *3* – pouzdro, *4* – postranní elektroda, *5* – střední elektroda, *6* – odpor, *7* – těsnicí podložka, *8* – zátav, *9* – těsnicí prášek, *10* – kabelová matice, *c*), *d*) jiskřiště svíček

a zároveň aby se elektrody nezanášely spalitelnými nečistotami (samočisticí schopnost svíčky). Tepelná hodnota svíček je 45 až 280. Pro vyšší provozní teplotu motoru se volí svíčka s vyšší tepelnou hodnotou (studenější), a naopak. Dnes se vyrábějí svíčky širokorozsahové. Po vyjmutí svíčky z motoru mají být elektrody suché a mají mít cihlově červenou barvu.

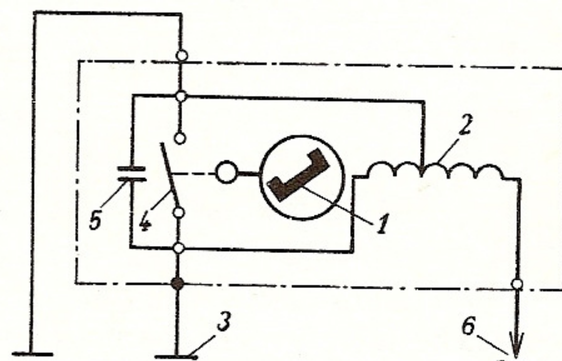
Nízkonapěťové zapalovací svíčky s kluznou jiskrou jsou založeny na principu elektrického výboje kondenzátoru na povrchu polovodiče. Mezera mezi elektrodami je vyplněna tělískem s polovodivým povrchem. Ke vzniku výboje je třeba větší intenzity elektrického proudu.

Dynamobateriové zapalování (*obr. 169*)

Skládá se z primárního a sekundárního obvodu. Proud z baterie protéká primárním vinutím cívky (malý počet závitů drátu s větším průřezem), přerušovačem a kostrou motoru. Jeho přerušením se indukuje v sekundárním vinutí cívky (velký počet závitů drátu s menším průřezem) vysoké napětí. Proud ze sekundárního vinutí cívky je přiváděn rozdělovačem v předepsaném pořadí ke svíčkám.



Obr. 169. Dynamobateriové zapalování
1 – baterie (akumulátor), *2* – vypínač,
3 – regulační relé, *4* – dynamo,
5 – zapalovací cívka, *6* – přerušovač,
7 – kondenzátor, *8* – rozdělovač,
9 – zapalovací svíčka, *10* – kostra



Obr. 170. Magnetoelektrické zapalování
1 – magnet, *2* – zapalovací cívka,
3 – kostra, *4* – přerušovač, *5* – kondenzátor,
6 – zapalovací svíčka

Paralelně připojený kondenzátor zabraňuje opalování a jiskření kontaktů přerušovače a zrychluje změnu magnetického pole cívky.

Regulační relé zapíná do primárního obvodu dynamo, jestliže napětí dynama je vyšší než napětí baterie (při vyšších otáčkách).

S rozvojem polovodičů jsou dynama nahrazována alternátory. Výhody alternátorů: nižší cena, větší pracovní rozsah, menší hmotnost a vyšší účinnost.

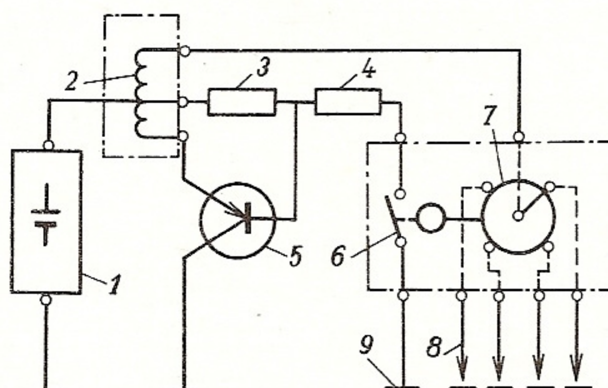
Magnetoelektrické zapalování (*obr. 170*)

Používá se u motorů malých motocyklů a u leteckých a stacionárních motorů. Rozdíl proti bateriovému zapalování je v tom, že zdrojem proudu je magneto.

Základní částí magneta je permanentní magnet, ve kterém se otáčí kotva, nebo se otáčí magnet a cívka s primárním a sekundárním vinutím je nepohyblivá. Výhodou magnetoelektrického zapalování je nezávislost na baterii a dynamu, nevýhodou je nedostatek energie pro vytvoření jiskry při malých otáčkách.

Tranzistorové zapalování

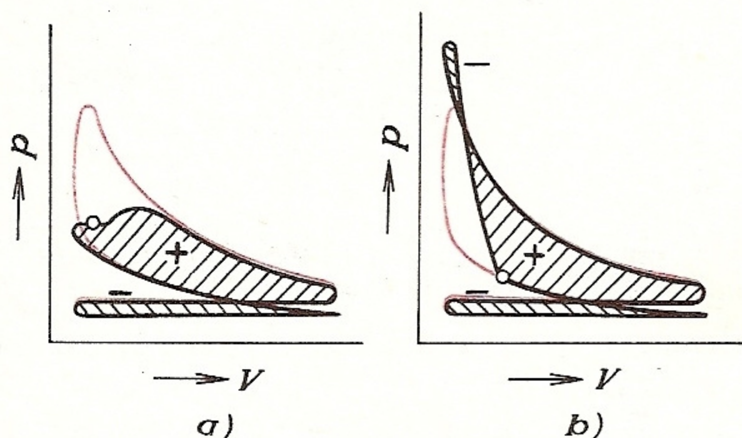
Nejjednodušší je s jedním tranzistorem (*obr. 171*). Přerušovač ovládá pouze napětí na bázi tranzistoru. Při sepnutí kontaktů přerušovače získá báze záporné napětí, tranzistor se otevře a primárním vinutím cívky protéká proud. Proud protékající přerušovačem je až 20krát menší než u bateriového zapalování. Tím se zvýší životnost přerušovače a lze dosáhnout vyšší frekvence zapalování (vyšší otáčky motoru).



Obr. 171. Tranzistorové zapalování
1 – baterie, *2* – zapalovací cívka, *3*, *4* – odpory, *5* – tranzistor, *6* – přerušovač, *7* – rozdělovač, *8* – zapalovací svíčka, *9* – kostra

Dokonalejší je tranzistorové zapalování, kde je mechanický přerušovač nahrazen střídavým generátorem s permanentním magnetem.

Mezi nejnovější způsoby zapalování patří zapalování kondenzátorové a piezoelektrické, které se však pro vysokou cenu zatím běžně nepoužívá.

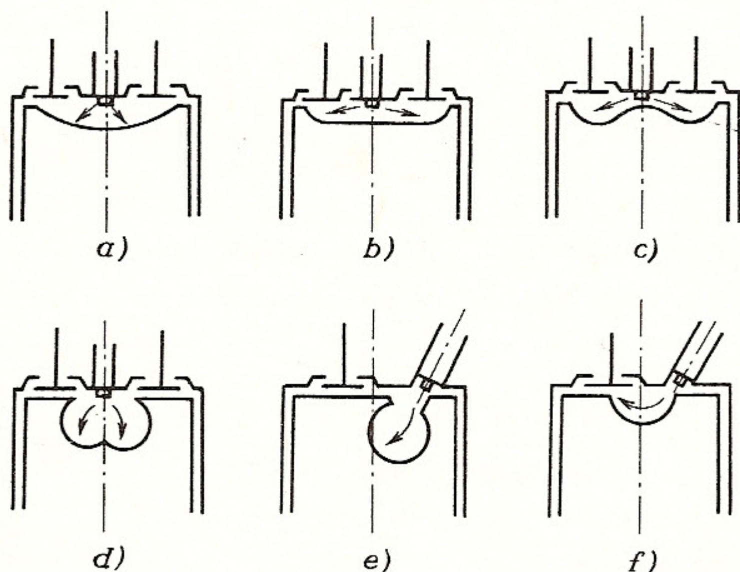


Obr. 172. Vliv okamžiku zážehu na tlakový diagram
a) pozdní zážeh, *b*) předčasný zážeh

U motorů pracujících při různých otáčkách se mění okamžik zážehu regulátorem předstihu, aby směs dokonale shořela. Při předčasném zážehu (*obr. 172b*) nastává nežádoucí zvýšení tlaku, klepání, sníží se výkon a motor se zahřívá. Při pozdním zážehu (*obr. 172a*) je opět menší výkon motoru.

3.7.9 Rozdělení vznětových motorů

Podle způsobu vstřikování paliva se rozdělují na motory s přímým vstřikem a motory s nepřímým vstřikem (komůrkové).

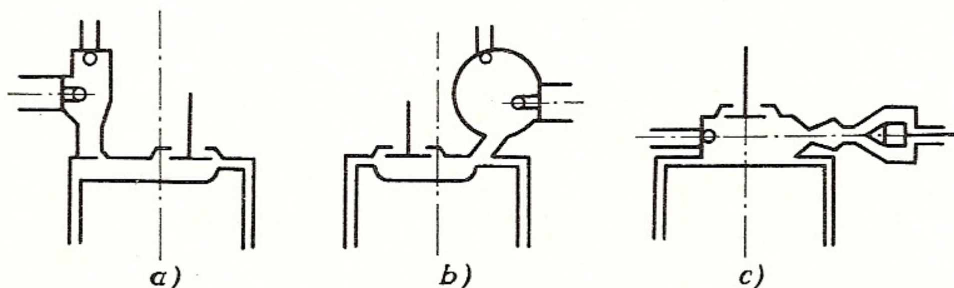


Obr. 173. Kompresní prostory vznětových motorů s přímým vstřikem
a), *b*) miskovitý, *c*), *d*) prstencový, *e*) kulový, *f*) půlkulový

Motory s přímým vstřikem. Palivo se vstřikuje přímo do pracovního prostoru válce. Požadavky na spalovací prostor:

a) co nejmenší odvod tepla, aby se udržela potřebná teplota k zapálení směsi – volí se celistvý kompresní prostor;

b) dobré promíchání paliva se vzduchem – dosahuje se vířením vzduchu na konci komprese v pomocném spalovacím prostoru ve dně pístu (*obr. 173*) a vstřikováním paliva víceotvorovou tryskou.



Obr. 174. Komůrky vznětových motorů
a) tlaková, *b*) vírová, *c*) vzduchová

Motory s nepřímým vstřikem (komůrkové). Hlavní kompresní prostor je ve válci. Palivo se vstřikuje do vedlejšího kompresního prostoru (komůrky) v hlavě válce.

Druhy komůrek (*obr. 174*):

a) Tlaková. Po vstřiku paliva do komůrky nastane hoření, zvýší se tlak a část směsi se vyfoukne do hlavního spalovacího prostoru, kde dohoří. Opět se zvýší tlak, zapálí další část směsi v komůrce a děj se opakuje až do shoření všeho paliva.

b) Vírová. Při kompresi se do komůrky vtlačuje vzduch kanálkem, který je umístěn tangenciálně, aby se směs rozvířila. Palivo se vstřikuje do komůrky, jeho hořením se zvýší tlak, který dopraví zbytek směsi do hlavního prostoru, kde se smíchá se vzduchem a shoří.

c) Vzduchová. Palivo se vstřikuje do hlavního kompresního prostoru. V komůrce je pouze stlačený vzduch, který vlivem zvyšující se teploty expanduje do hlavního prostoru a dodává další kyslík pro spalování.

Porovnání obou způsobů vstřikování

Výhody motorů s přímým vstřikem: jednodušší konstrukce hlavy válců, snadnější spouštění studeného motoru, menší tepelné ztráty, větší účinnost, měrná spotřeba paliva.

Výhody komůrkových motorů: jednodušší vstřikovací zařízení, menší kouření motoru, tišší chod, menší citlivost na zatížení.

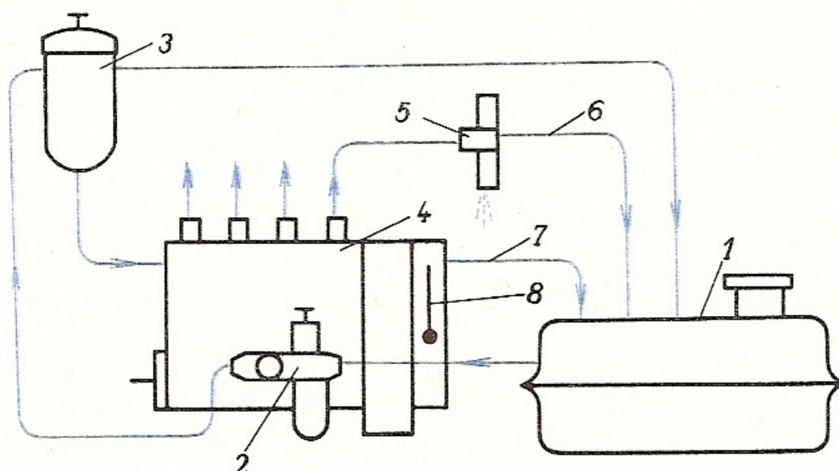
V dnešní době se od výroby komůrkových motorů upouští.

Motory různopalivové. S minimálními úpravami palivového ústrojí lze použít dvojího paliva (např. benzín a nafta). Motory na dvojí palivo mají význam hlavně u vojenských vozidel.

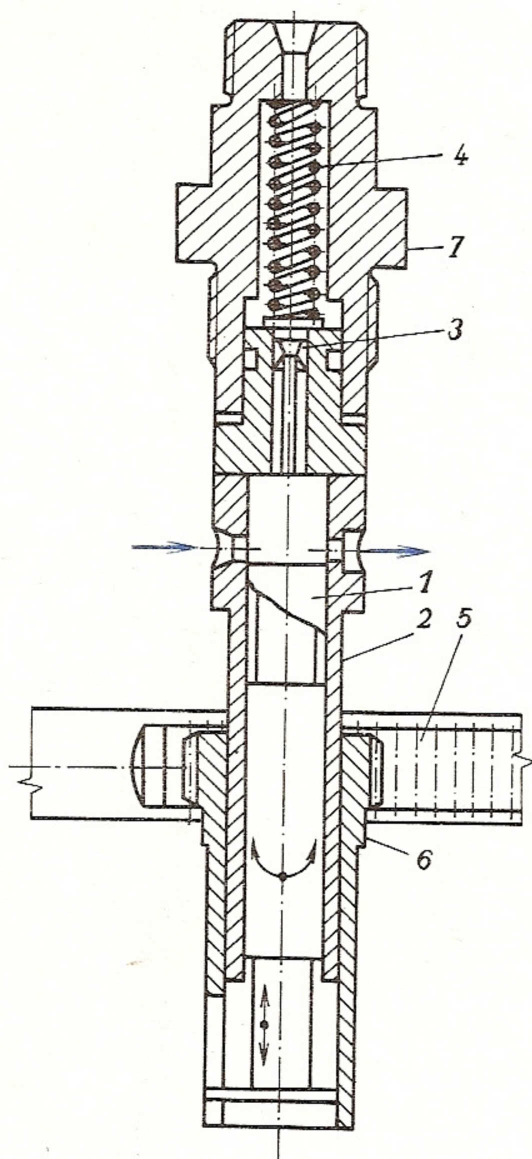
3.7.10 Vstřikovací zařízení a regulace vznětových motorů

Vstřikovací zařízení

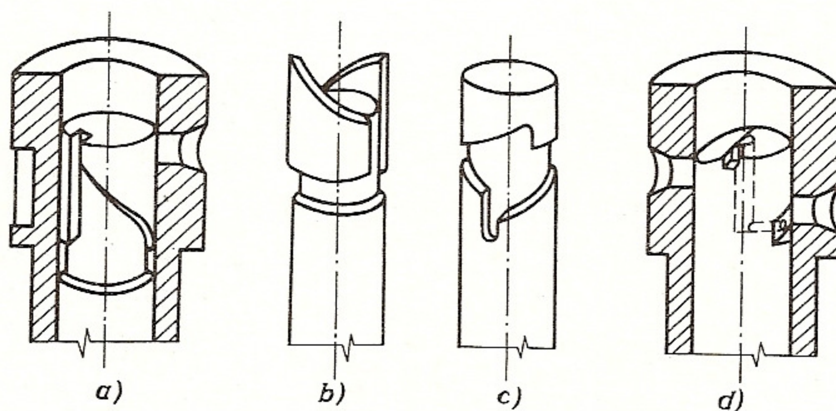
Slouží k dávkování, dopravě a rozprášení paliva do spalovacího prostoru. Palivo je nasáváno přes hrubý čistič palivovým čerpadlem a přes jemný čistič dopravováno ke vstřikovacímu čerpadlu (*obr. 175*). Vstřikovací jednotky čerpadla (*obr. 176*) palivo odměřují a potrubím vytlačují ke vstřikovači.



Obr. 175. Palivová soustava vznětového motoru
1 – palivová nádrž, *2* – palivové čerpadlo s hrubým čističem, *3* – jemný čistič, *4* – vstřikovací čerpadlo, *5* – vstřikovač, *6, 7* – odpadní potrubí, *8* – odstředivý regulátor



Obr. 176. Jednotka vstřikovacího čerpadla
1 – píst, *2* – válec, *3* – výtlačný ventil, *4* – pružina, *5* – ozubený hřeben, *6* – pouzdro s ozubeným segmentem, *7* – výstupní šroub



Obr. 177. Písty vstřikovacího čerpadla
a) s konstantním začátkem vstřiku, *b*) s konstantním koncem vstřiku, *c*) s proměnným začátkem i koncem vstřiku, *d*) úprava pro řízení začátku vstřikování

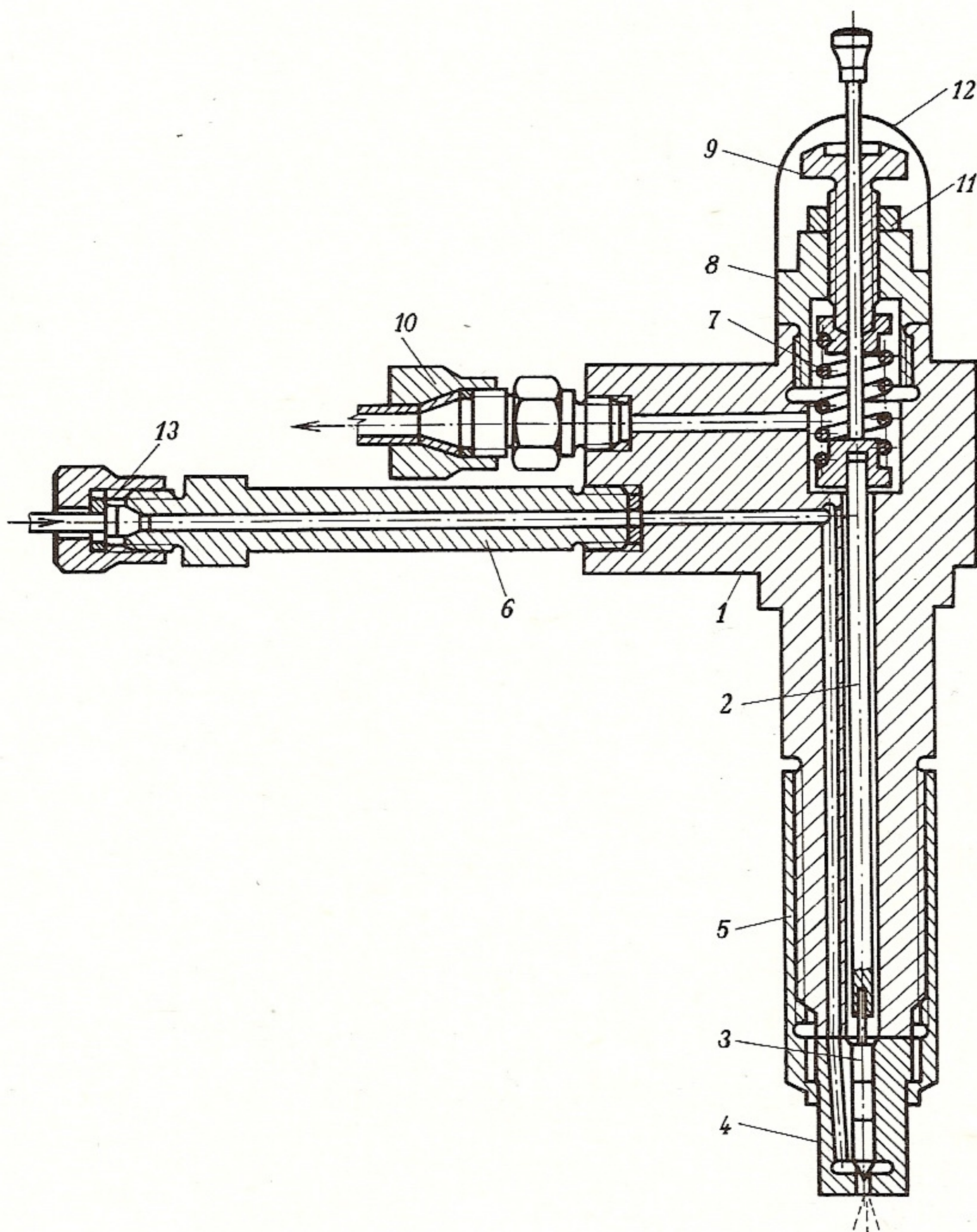
Vstřikovací zařízení má být jednoduché, jeho části snadno přístupné, vyměnitelné a musí zajišťovat:

a) vstřikování stejného objemu paliva do všech válců,

b) stejnou a současnou změnu dodávky paliva u všech válců při změně zatížení motoru,

c) těsnost pístů,

d) jednoduchou a spolehlivou regulaci atd.



Obr. 178. Vstřikovač

1 – držák trysky, *2* – tlačná tyčka, *3* – jehla trysky, *4* – vstřikovací tryska, *5* – přesuvná objímka, *6* – přívodní potrubí, *7* – regulační pružina, *8* – horní matice, *9* – regulační šroub, *10* – šroubení, *11* – pojistná matice, *12* – horní kryt, *13* – šroubení

Způsoby regulace vstřikovacího čerpadla:
změnou zdvihu pístu,
škrcením,
přepouštěním – používá se nejčastěji (*obr. 177*).

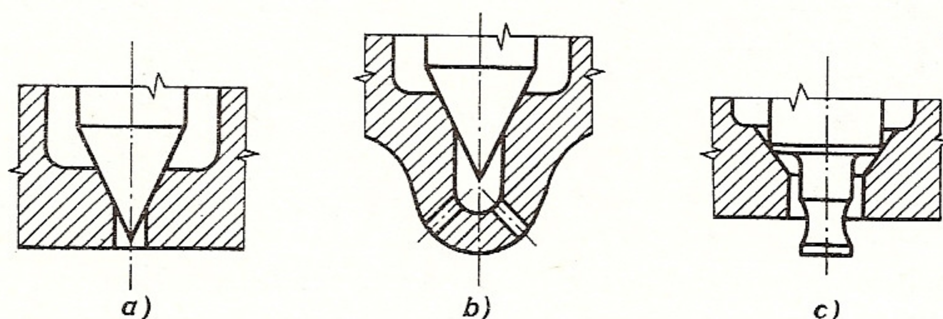
Píst vstřikovací jednotky (*obr. 177a*) má svislou drážku, vodorovnou odlehčovací drážku a regulační (šroubovou) hranu.

Výtlak začíná v tom okamžiku, kdy píst při pohybu nahoru zakryje ústí přepouštěcího kanálu, a končí, jakmile regulační hrana ústí odkryje. Množství vstřikovaného paliva je úměrné vzdálenosti mezi dnem pístu a regulační hranou. Tato vzdálenost se mění natáčením pístu.

Výtlačný ventil je určen k tomu, aby po skončení zdvihu prudce poklesl tlak ve výtlačném potrubí – zabraňuje dostřikování paliva a zajišťuje, aby při dalším zdvihu nenastal ráz a rychle se dosáhlo tlaku potřebného k otevření trysky. Přesuvníky vstřiku jsou ruční nebo automatické. Dovolují v určitých mezích změnu počátku vstřiku.

Vstřikovač (*obr. 178*) slouží k připevnění vstřikovacích trysek k potrubí, seřizování vstřikovacího tlaku a k upevnění trysky v hlavě válce.

Vstřikovací trysky slouží k důkladnému rozprášení paliva ve spalovacím prostoru válce v celém rozsahu otáček a zatížení motoru. Palivo nesmí z trysek odkapávat.



Obr. 179. Vstřikovací trysky
a) jednootvorová, *b*) víceotvorová, *c*) čepová

Trysky se dělí na otevřené a uzavřené. Uzavřené trysky mají jehlový ventil zatížený pružinou. Podle provedení jsou trysky otvorové (pro přímé vstřikování) a čepové (pro komůrkové motory) (*obr. 179*).

Vstřikovací potrubí je vysokotlaké, musí být co nejkratší, bez ostrých ohybů a ke všem válcům stejně dlouhé.

Regulace vznětových motorů

Používá se regulace kvalitativní.

Druhy regulátorů:

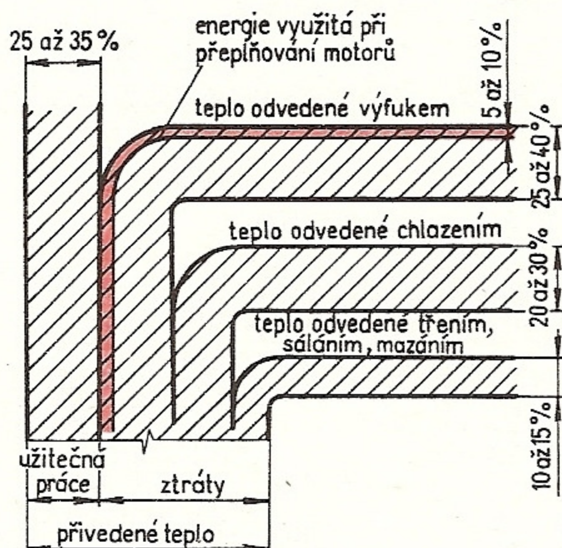
a) Omezovací (rychlostní) – dávkování paliva se řídí pohybem ovládací páky čerpadla a teprve při překročení nejvyšších dovolených otáček se regulátor uvede do činnosti. Používá se u vozidlových motorů.

b) Výkonu – regulátor nastavuje samočinně objem vstřikované dávky paliva tak, aby byly dodrženy požadované otáčky. Obsluha jen mění otáčky, při kterých má regulace probíhat. Používá se u traktorů a stacionárních motorů.

3.7.11 Chlazení, mazání a spouštění spalovacích motorů

Chlazení spalovacích motorů

Při pracovním oběhu spalovacího motoru jsou v pracovním prostoru válce teploty až 2 000 °C. Nejvyšší přípustná teplota stěn válce je dána teplotou rozkladu oleje, která je asi 250 °C. Při vyšší teplotě se zapékají pístní kroužky a vznikají samozápaly. Naopak teplota stěn válců nemá klesnout pod 75 °C, jinak dochází

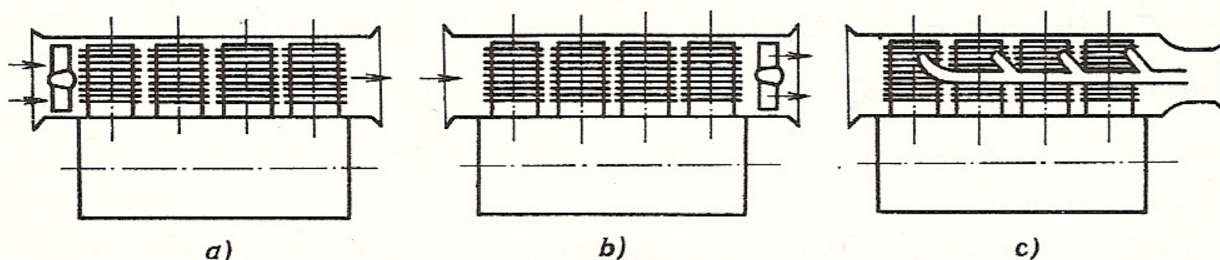


Obr. 180. Diagram tepelné bilance spalovacího motoru (Sankeyův diagram)

ke kondenzaci vodní páry na stěnách válců a hrozí nebezpečí koroze a stárnutí oleje. Nejvhodnější teplota válců (170 až 190 °C) je udržována chlazením. Chlazením se odvede 20 až 30 % přivedeného tepla (*obr. 180*).

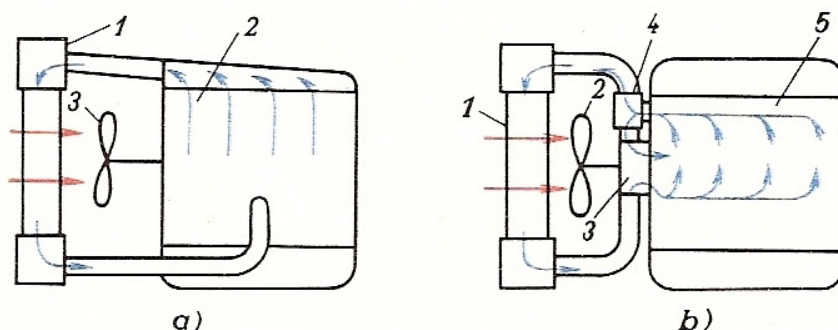
Podle druhu chladicí látky rozeznáváme chlazení vzduchové nebo kapalinové.

Vzduchové chlazení (*obr. 181*). Válce a hlavy válců jsou žebrované, vzduch proudí mezi žebry a odvádí teplo. Proudění vzduchu může být přirozené (u motocyklových motorů) nebo nucené, a to buď přetlakové, nebo podtlakové. U přetlakového chlazení se nasává menší objem vzduchu, který se však obtížně rozděluje k jednotlivým



Obr. 181. Vzduchové chlazení
a) přetlakové, *b*) podtlakové, *c*) ejektorové

válcům. U podtlakového chlazení je tomu naopak. Zvláštním druhem podtlakového chlazení je velmi spolehlivé chlazení ejektorové, avšak tlumení hluku motoru je obtížné.



Obr. 182. Vodní oběhové chlazení
a) samočinné: *1* — chladič, *2* — chladicí plášť motoru, *3* — větrák; *b*) nucené: *1* — chladič, *2* — větrák, *3* — čerpadlo, *4* — termostat, *5* — chladicí plášť motoru

Pracovní teplotu motorů je nutno udržovat na předepsané výši bez ohledu na zatížení a otáčky motoru.

Kapalinové chlazení. Chladicí kapalinou je voda, glykol, Fridex apod. Motory chlazené kapalinou mají dvojité stěny válců, rovněž v hlavách válců jsou dutiny. V dutinách se kapalina ohřívá, a tím odvádí teplo.

Nejčastěji se používá kapalinové chlazení oběhové (*obr. 182*), které se rozděluje takto:

a) Samočinné (termosifonové). Oběh vody je umožněn rozdílem hustoty teplé a studené vody. Nevýhodou je možnost selhání při nižší hladině vody.

b) Nucené. Chladicí soustava je stejná jako u samočinného chlazení, ale má navíc čerpadlo, které umožňuje oběh vody, a termostat, jenž uzavírá průtok vody do chladiče při studeném motoru.

Chladič slouží k odvádění tepla z chladicí kapaliny, ohřáté chladicími plášti motoru.

Ventilátor mění rychlost chladicího vzduchu v závislosti na otáčkách motoru.

Výhody chlazení vzduchem: pohotovost k provozu i v zimním období, minimální obsluha, malá poruchovost, menší potřeba neželezných kovů, provoz není ovlivněn nedostatkem vody.

Výhody chlazení vodou: tišší chod motoru, vyšší měrný výkon, menší sklon ke klepání, jednodušší konstrukce motoru, rovnoměrnější tepelné namáhání součástí motoru, možnost použití chladicí kapaliny k vytápění vnitřku karosérie.

Mazání spalovacích motorů

Mazání slouží k snížení tření, odvádění tepla a utěsňování mazaných součástí.

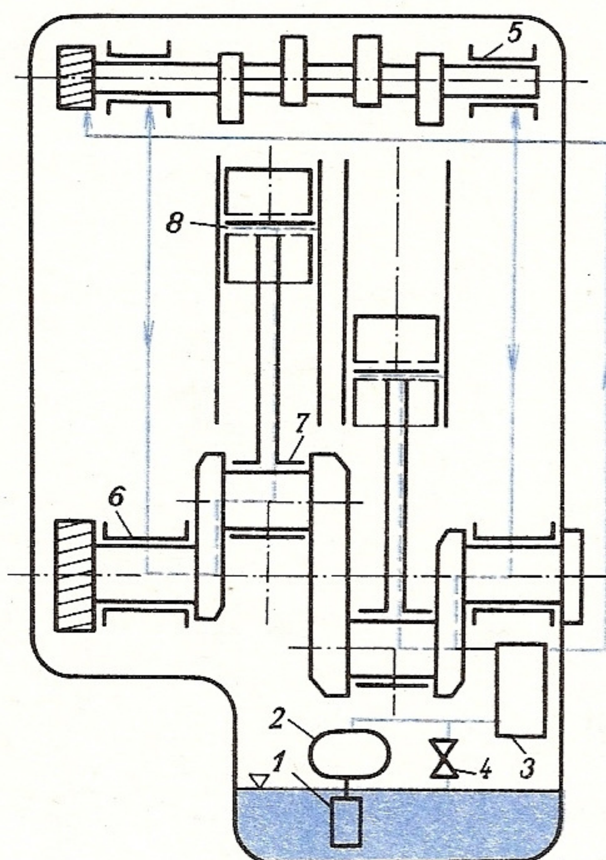
Druhy mazání:

a) Mazání směsí. Používá se u dvoudobých benzínových motorů. Mazací olej se přidává do paliva v poměru 1 : 20 až 1 : 25 a touto směsí se maže píst, ojnice i klikový hřídel. Nevýhodou je selhávání mazání při volnoběhu a brzdění motoru.

b) Mazání místní. K jednotlivým mazaným místům se přivádí odměřené množství mazacího oleje.

c) Mazání rozstřikovací. Používá se jen výjimečně.

d) Mazání tlakové (oběhové). Používá se nejčastěji, je spolehlivé i při vyšších otáčkách motoru. Mazivo (olej) se nasává čerpadlem z nádrže sloužící jako zá-



Obr. 183. Tlakové mazání
1 – sací koš, *2* – zubové čerpadlo, *3* – čistič, *4* – pojistný ventil, *5* – ložiska vačkového hřídele, *6* – hlavní ložiska, *7* – ojniční čep, *8* – pístní čep

sobník a je vytlačováno přes čistič k jednotlivým mazaným místům. Z těchto míst stéká zpět do nádrže, ve které se zároveň chladí. Pojistný ventil slouží k zamezení nadměrného zvýšení tlaku oleje (*obr. 183*).

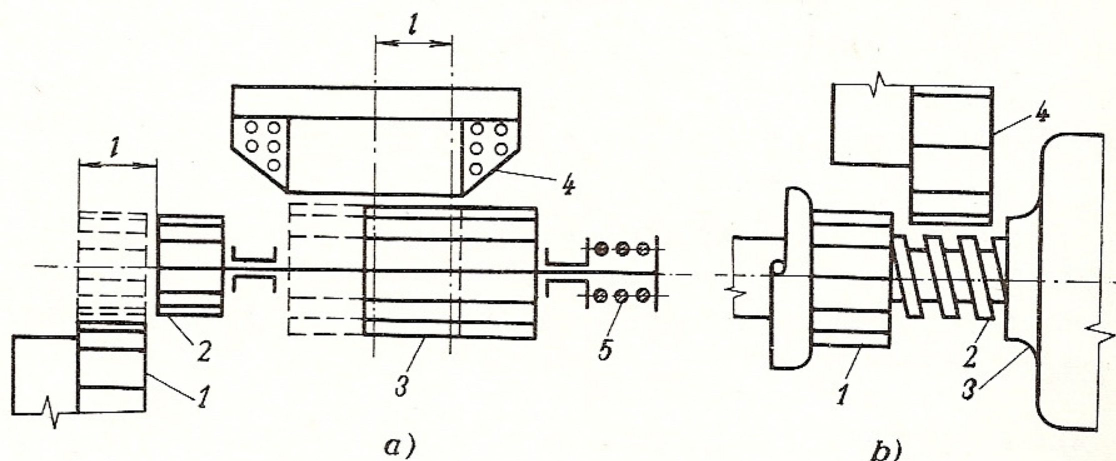
Spouštění spalovacích motorů

Hlavní nevýhodou spalovacích motorů je, že se uvádějí do chodu cizím zdrojem energie. Při spouštění zážehových motorů musí být válec naplněn směsí, která teprve po svém zažehnutí uvede píst do pohybu. U vznětových motorů musí být kompresní zdvih dostatečně rychlý, aby kompresní teplota stačila k vznícení paliva.

Způsoby spouštění motorů

1. Spouštění ruční a nožní. Ruční spouštění se používá u malých motorů, a to buď klikou nebo řemínkem. U stacionárních motorů se často používá tzv. dekompresní zařízení, které snižuje kompresní tlak, a tím také sílu na klice potřebnou k protočení motoru. Nohou se spouštějí motocyklové motory.

2. Spouštění stlačeným vzduchem. Používá se u větších zážehových i vznětových motorů. V hlavě válce je umístěn spouštěcí ventil, který se otevírá na začátku expanzního zdvihu. Tímto ventilem se přivádí stlačený vzduch a spalovací motor začíná pracovat jako motor vzduchový. U několikaválcových motorů pracují některé válce jako motor vzduchový, ostatní jako motor spalovací.



Obr. 184. Spouštěče motoru
a) s výsuvnou kotvou: *1* – ozubení setrvačníku, *2* – pastorek, *3* – kotva, *4* – pól statoru, *5* – pružina; *b*) Bendix: *1* – pastorek, *2* – závit, *3* – spouštěč, *4* – ozubení setrvačníku

3. Roztáčení elektromotorem. Používá se u vozidlových motorů. U spouštěče s výsuvnou kotvou (*obr. 184a*) se působením magnetického pole cívky spouštěče po zapnutí proudu zasune pastorek do ozubení věnce setrvačníku. Po přerušení proudu vrátí pružina kotvu s pastorkem zpět. U spouštěče Bendix (*obr. 184b*) se kotva při zapnutí proudu prudce pootočí a pastorek sklouzne setrvačností po závitu a začne zabírat s ozubeným kolem. Po spuštění motoru se pastorek zvýšením otáček vysune ze záběru.

4. Spouštění jiným motorem. Při roztáčení velkých vznětových motorů se někdy používá malých zážehových motorů.

5. Spouštění setrvačníkovým spouštěčem. Elektrickým motorkem nebo ručně se roztočí setrvačník a pak se spojí se spalovacím motorem.

Roztáčení spalovacích motorů je obtížné hlavně v zimním období. Pro jeho usnadnění je třeba určitých opatření.

1. U zážehového motoru:

a) protočit motor klikou při vypnutém zapalování,
b) nalít horkou vodu do chladiče,
c) nastříkat palivo do válce při roztáčení,
d) naplnit klikovou skříň horkým olejem,
e) správně udržovat motor a jeho příslušenství,
f) zabránit vychladnutí nebo zahřát baterii.

2. U vznětového motoru:

a) naplnit chladič horkou vodou,
b) používat zimní olej,
c) zahřát vstřikovací čerpadlo a tlakové potrubí,
d) ručně načerpat palivo do válců,
e) po skončení jízdy nastříkat palivo na písty,
f) ohřát sací potrubí.

3.7.12 Provoz a údržba, výroba motorů v ČSSR

Spalovací motory vyžadují pečlivou údržbu a obsluhu. Včasné seřízení, promazání, utažení spojů apod. může zabránit poruše nebo oddálit opravu.

Preventivní údržba se provádí podle plánu stanoveného výrobcem. Obsahuje tyto základní práce:

a) čištění motoru,
b) doplňování pohonných hmot a maziv,
c) technickou kontrolu všech dílů,
d) seřízení ústrojí, utažení spojů aj.

Plánovaná údržba se provádí:

1. Denně:
před spuštěním motoru je nutno kontrolovat:

a) stav paliva v nádrži,
b) stav chladicí kapaliny v chladiči,
c) stav a čistotu oleje v motoru,
d) těsnost spojů, upevnění kabelů apod.

Za provozu se kontroluje:

a) tlak oleje,
b) množství paliva,
c) teplota chladicí kapaliny,
d) chod motoru odposloucháváním.

Po skončení provozu se kontroluje celkový stav motoru a odstraňují se závady.

2. Při technických prohlídkách:

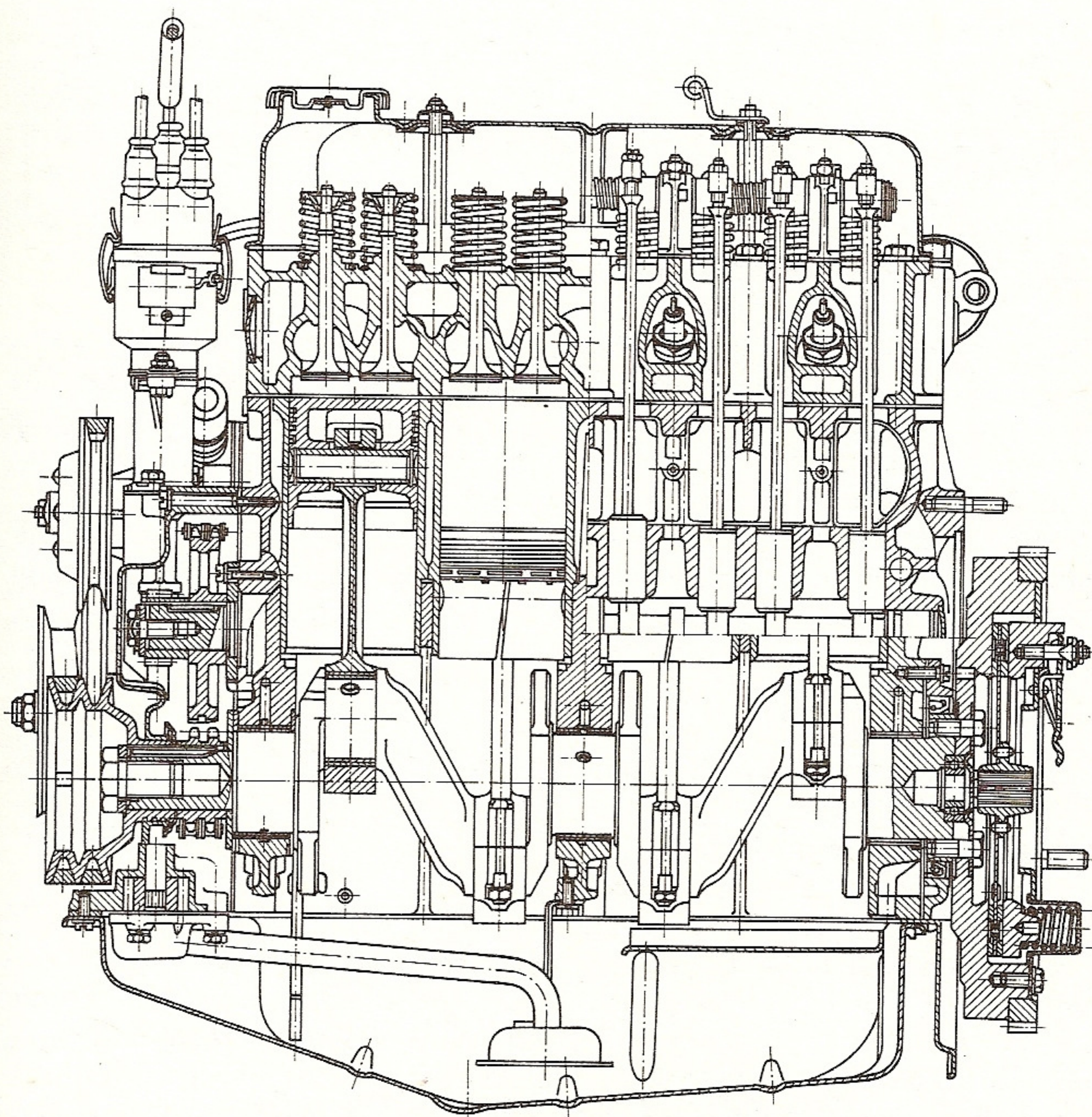
a) kontrola technického stavu motoru,
b) důkladné očištění motoru,
c) podrobnější kontrola částí motoru, chlazení, palivové soustavy, zapalování. Vadné součásti se opraví nebo vymění.

Po určitém počtu provozních hodin (nebo ujetých km u vozidlových motorů) předepsaných výrobcem se provádějí generální opravy motorů.

Vliv spalovacích motorů na životní prostředí

Spalovací motory mají při provozu nepříznivý vliv na životní prostředí, který se projevuje:

1. Zvýšením škodlivin v ovzduší (oxid uhelnatý, uhlovodíky, oxidy dusíku, sloučeniny olova a saze), které jsou obsaženy ve výfukových plynech. Nejvíce škodlivin vzniká při nedokonalém spalování. Tento problém byl řešen nejdříve dodatečným spalováním; nyní se zlepšuje spalování konstrukčními úpravami spalovacího prostoru, způsobem spalování, přípravou směsi, řízením zapalování a rozvodu apod.
2. Velkou hlučností. Je možno ji snížit výrobou přesnějších součástí motorů, zlepšením tlumení výfuku, vodním chlazením a dalšími zásahy do konstrukce.
3. Teplem. Jeho vliv je vzhledem k předchozím vlivům zanedbatelný.



Obr. 185. Čtyřválcový čtyřdobý zážehový motor vozidlový

Výroba spalovacích motorů v ČSSR

Největším výrobcem spalovacích motorů v ČSSR je ČKD Praha, o. p., který ve svých závodech ČKD Smíchov, ČKD Hradec Králové, Slavia Napajedla, ČKD Hořovice aj. vyrábí vznětové motory stacionární, lodní, pro kolejová vozidla, traktorové, pro pohon stavebních strojů, stacionární elektrická soustrojí, pojízdná elektrická soustrojí apod.

Další podniky vyrábějí např. motory pro traktory, silniční motorová vozidla (*obr. 185*) atd.

Vývoj pístových spalovacích motorů

1. Snížení škodlivého vlivu spalovacích motorů na životní prostředí.
2. Snížení výrobních a provozních nákladů.

Jedním z příkladů vývoje je motor Stirling (zdokonalený firmou Philips) s vnějším spalováním. Pracovní látkou je vzduch nebo vodík, který je uzavřen ve válci. Motor pracuje tišeji než běžné spalovací motory a neprodukuje žádné škodlivé plyny. Může pracovat s jakýmkoliv zdrojem tepelné energie (dokonce i sluneční záření – pokusy na družicích).

3.8 Spalovací motory s kruhovým pohybem pístu

Pístový spalovací motor je na vrcholu svého vývoje a jeho účinnost je dobrá. Přesto má určité nedostatky způsobované zejména klikovým mechanismem. Obtížné je i vyvážit setrvačné síly posuvných hmot a jejich momenty, které vznikají za provozu a způsobují chvění součástí motoru, a tím snižují jeho životnost.

Spalovací turbína je zase pro menší výkony málo hospodárná.

Proto je snahou zkonstruovat motor, který by měl jednoduché pohybové vlastnosti jako turbína a přitom měl stejný pracovní oběh jako pístový stroj. Těmto požadavkům by měly vyhovovat spalovací motory s kruhovým pohybem pístu, které se dělí na:

1. motory s kývavým pohybem pístu;

2. motory s prostým rotačním pohybem pístu:
a) s kluznými lištami,
b) s rotačním těsnicím ústrojím,
c) s kapalinovým těsnicím prstencem;
3. motory s kroužívým pohybem pístu.

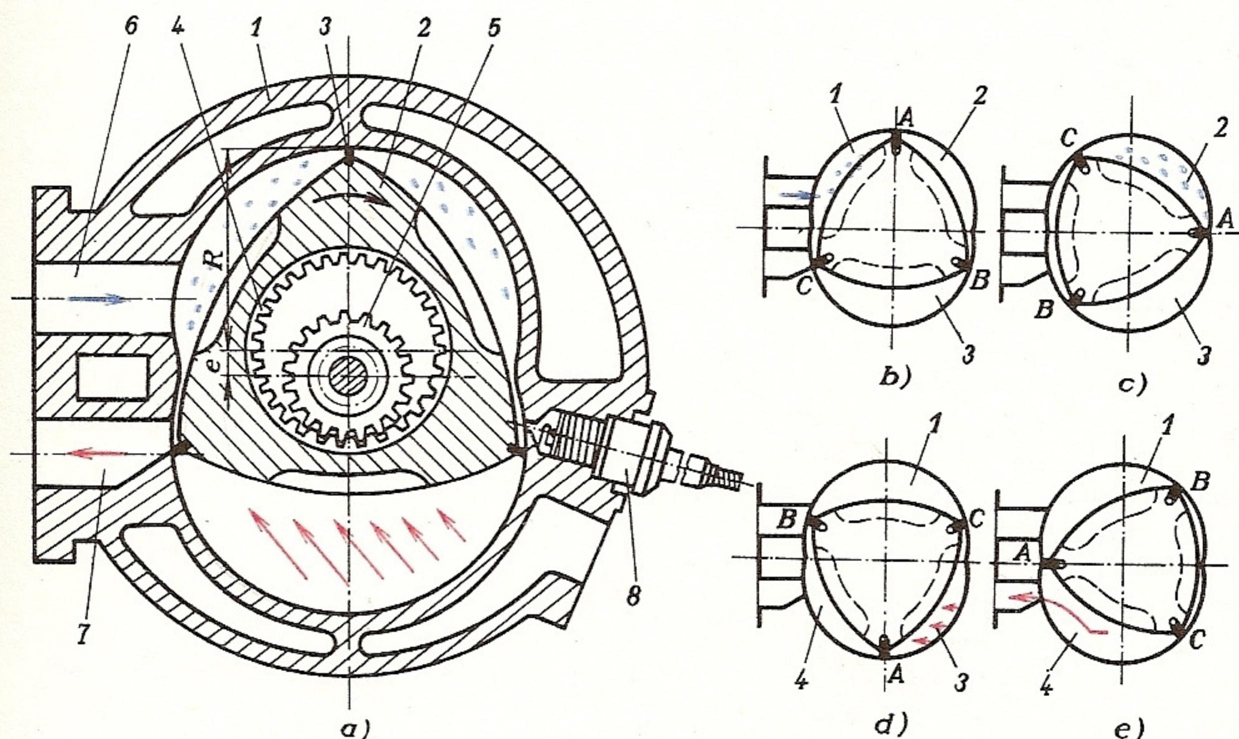
Z těchto motorů se dosud nejvíce uplatňuje motor s kroužívým pohybem pístu – Wankel (*obr. 186*). Poměr počtu zubů velkého kola k počtu zubů malého kola je 3 : 2, poměr otáček hřídele a pístu je 3 : 1. Za jednu otáčku pístu vykoná každý bok pístu jeden oběh, celý píst vykoná tři oběhy. Na jednu otáčku hřídele tedy připadá jeden pracovní oběh. Z toho vyplývá, že jednopístový Wankelův motor je ekvivalentní dvouválcovému čtyřdobému motoru.

Výkon motoru

$$P_e = V_z \cdot p_e \cdot n \quad (\text{kW}),$$

objem jedné pracovní komory

$$V_z = S_k \cdot b \quad (\text{m}^3);$$



Obr. 186. Motor s krouživým pístem
a) schéma: *1* — střední část skříně, *2* — píst, *3* — radiální těsnicí lišta, *4* — ozubení pístu, *5* — hřídel s pastorkem, *6* — sací kanál, *7* — výfukový kanál, *8* — zapalovací svíčka;
b), *c*), *d*), *e*) pracovní oběh při postupném pootočení pístu o 90°: *1* — sání, *2* — komprese, *3* — expanze, *4* — výfuk

pracovní plocha komory (odvozena z rovnice epitrochoidy)

$$S_k = 3 \cdot \sqrt{3}\, e^2 \cdot \lambda \quad (\text{m}^2),$$

kde p_e je střední efektivní tlak (Pa),
n — otáčky hřídele motoru (s^{-1}),
b — šířka komory (m),
e — vzdálenost os (výstřednost) (m),
R — poloměr opsaný pístu (m),
poměr $\lambda = R/e$ (bývá 6 až 8).

Měrný výkon

$$P_V = p_e \cdot n \quad (\text{kW} \cdot \text{dm}^{-3}).$$

Vztahy pro užitečný i měrný výkon jsou stejné jako u dvoudobého spalovacího motoru.

Výhody Wankelova motoru:

a) klidnější a rovnoměrnější chod,
b) lepší hmotnostní a prostorové ukazatele,
c) menší počet součástí.

Nevýhody:

a) obtížné utěsnění komor,
b) větší kluzné rychlosti lišt,
c) jednostranné tepelné zatížení skříně,
d) protáhlý tvar spalovacího prostoru,
e) nízká hodnota skutečného kompresního poměru,
f) vyšší měrná spotřeba paliva a oleje.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Jak se rozdělují spalovací motory?
2. Nakreslete diagram p–V zážehového motoru.
3. Odvoďte tepelnou účinnost zážehového motoru.
4. Nakreslete diagram p–V vznětového motoru.
5. Jaké jsou účinnosti u spalovacích motorů?
6. Vysvětlete princip klepání u zážehových motorů.
7. Porovnejte klepání u zážehových a u vznětových motorů.
8. Jaká paliva se používají u spalovacích motorů?
9. Jaký výkon má dvoudobý jednoválcový motocyklový motor o průměru válce $D = 65$ mm, zdvih $L = 75$ mm, otáčky $n = 80\,s^{-1}$ a $p_e = 0{,}44$ MPa?
10. Vypočítejte hlavní rozměry osmiválcového vodou chlazeného vznětového motoru pro požadovaný výkon $P_e = 175$ kW a $n = 16\,s^{-1}$. Volte $p_e = 0{,}6$ MPa, $\lambda = 1{,}4$.
11. Jaká jsou základní hlediska pro porovnávání spalovacích motorů?
12. Nakreslete jednotlivé ventilové rozvody. Jaké jsou jejich výhody a nevýhody?
13. Jaké jsou požadavky na výfukové ventily?
14. Nakreslete a popište druhy pístových rozvodů.
15. Nakreslete kruhový diagram časování rozvodu čtyřdobého motoru.
16. Nakreslete kruhový diagram časování rozvodu dvoudobého motoru.
17. Nakreslete palivovou soustavu zážehového motoru.
18. Nakreslete a vysvětlete princip karburátoru.
19. Nakreslete a vysvětlete princip karburátoru s emulzní trubicí.
20. Nakreslete a vysvětlete princip motocyklového karburátoru Jikov.
21. Jaké jsou druhy regulace zážehových motorů?
22. Čím se zapaluje směs u zážehových motorů?
23. Nakreslete a vysvětlete princip dynamobateriového zapalování.
24. Nakreslete a vysvětlete princip magnetoelektrického zapalování.
25. Nakreslete a vysvětlete princip tranzistorového zapalování.
26. Nakreslete kompresní prostory vznětových motorů s přímým vstřikem paliva.
27. Nakreslete komůrky vznětových motorů a vysvětlete jejich funkci.
28. Jaké jsou požadavky na vstřikovací zařízení vznětových motorů?
29. Vysvětlete princip regulace paliva přepouštěním.
30. Jaké jsou druhy chlazení u spalovacích motorů?
31. Porovnejte výhody a nevýhody vzduchového a kapalinového chlazení.
32. Jaké jsou druhy mazání u spalovacích motorů?

33. Jaké znáte způsoby spouštění spalovacích motorů?
34. Jaká opatření se dělají při spouštění motorů v zimním období?
35. Co se dělá při preventivní údržbě spalovacích motorů?
36. Vysvětlete princip motoru s krouživým pohybem pístu.
37. Jaký je vliv spalovacích motorů na životní prostředí?
38. Jak lze zvyšovat účinnost spalovacích motorů?
39. Jak se vzájemně ovlivňují směry vývoje pístových spalovacích motorů?
40. Vypočítejte užitečný výkon motoru s krouživým pístem, je-li dáno: $p_e = 0{,}9$ MPa, $n = 150\,s^{-1}$, $e = 12$ mm, $b = 55$ mm a $\lambda = 7$.

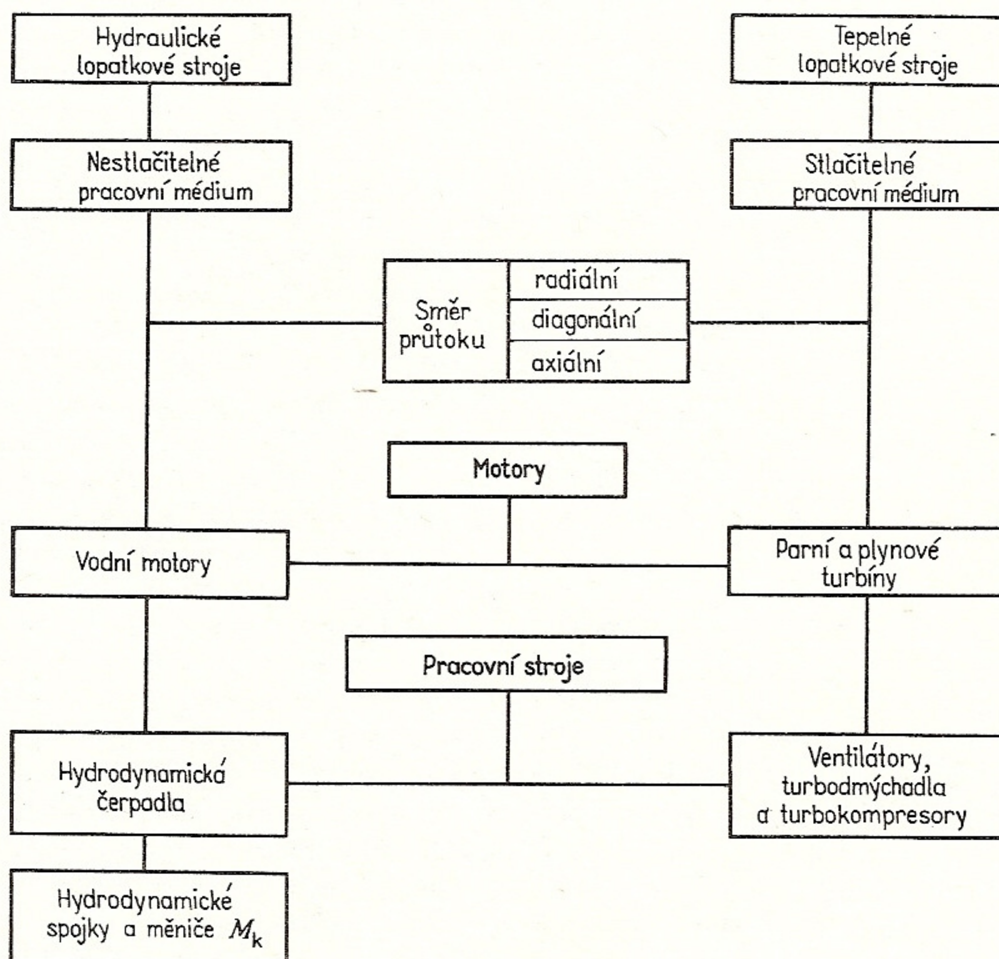
4 LOPATKOVÉ STROJE

4.1 Úvod

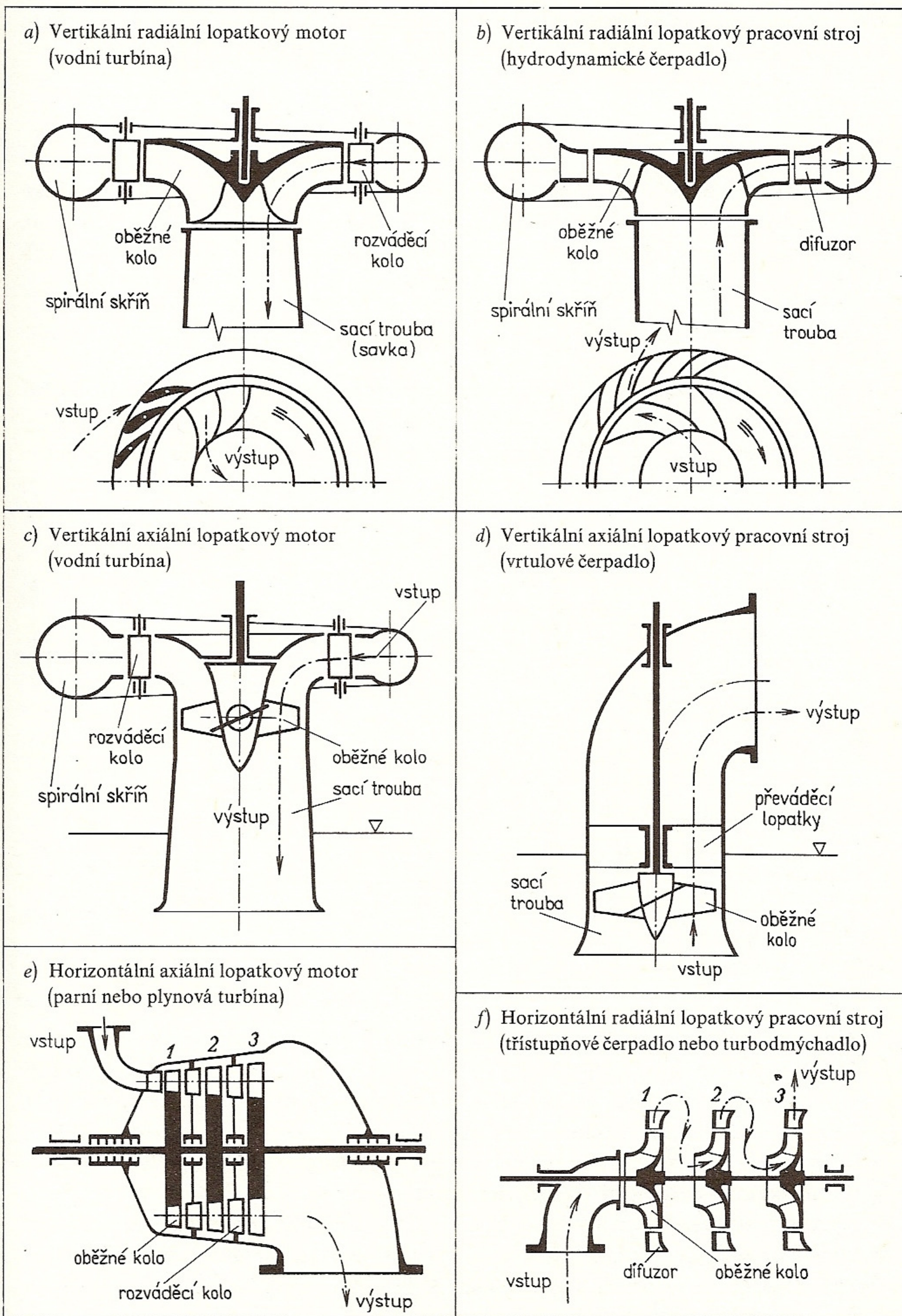
V lopatkových strojích se mění mechanická energie (kroutící moment) v energii kinetickou a tlakovou (pracovní lopatkové stroje, tj. hydrodynamická čerpadla, ventilátory, turbodmýchadla a turbokompresory), nebo se tlaková energie proudící pracovní látky (kapaliny, páry či plynu) mění v energii pohybovou, která se odvádí jako mechanická energie (lopatkové motory, tj. vodní, parní a plynové turbíny) – *tab. 46.*

Lopatkové stroje mají proti pístovým strojům rovnoměrný chod (stálou úhlovou rychlost) a nepotřebují setrvačník, i když ho někdy mají. Provozní otáčky mohou být podstatně vyšší, a proto jsou pro stejný výkon menší a lehčí. Vznikají však

Tab. 46. Rozdělení lopatkových strojů



Tab. 47. Přehled základních typů lopatkových strojů



a) Vertikální radiální lopatkový motor (vodní turbína)

b) Vertikální radiální lopatkový pracovní stroj (hydrodynamické čerpadlo)

c) Vertikální axiální lopatkový motor (vodní turbína)

d) Vertikální axiální lopatkový pracovní stroj (vrtulové čerpadlo)

e) Horizontální axiální lopatkový motor (parní nebo plynová turbína)

f) Horizontální radiální lopatkový pracovní stroj (třístupňové čerpadlo nebo turbodmýchadlo)

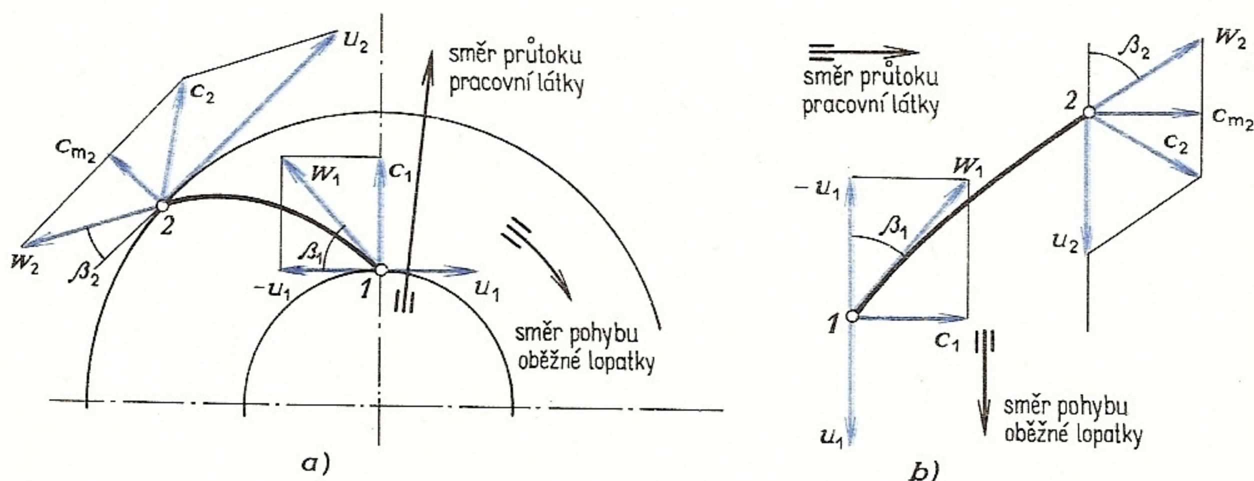
u nich jevy, s nimiž se u pístových strojů nesetkáme, např. kavitace, velké obvodové rychlosti, nutnost pečlivého statického a dynamického vyvážení rotoru (běhounu), odstřeďování rotoru apod.

4.1.1 Rozdělení lopatkových strojů

Lopatkové stroje mají buď svislý hřídel (*vertikální stroje*) nebo vodorovný hřídel (*horizontální stroje*). Podle průtoku pracovního média dělíme lopatkové stroje na *radiální* a *axiální*. Přechod mezi nimi tvoří stroje *diagonální*. Podle počtu oběžných kol (stupňů) dělíme lopatkové stroje na *jednostupňové* a *vícestupňové* (*tab. 47*).

4.1.2 Proudění oběžným kolem, rychlostní trojúhelníky

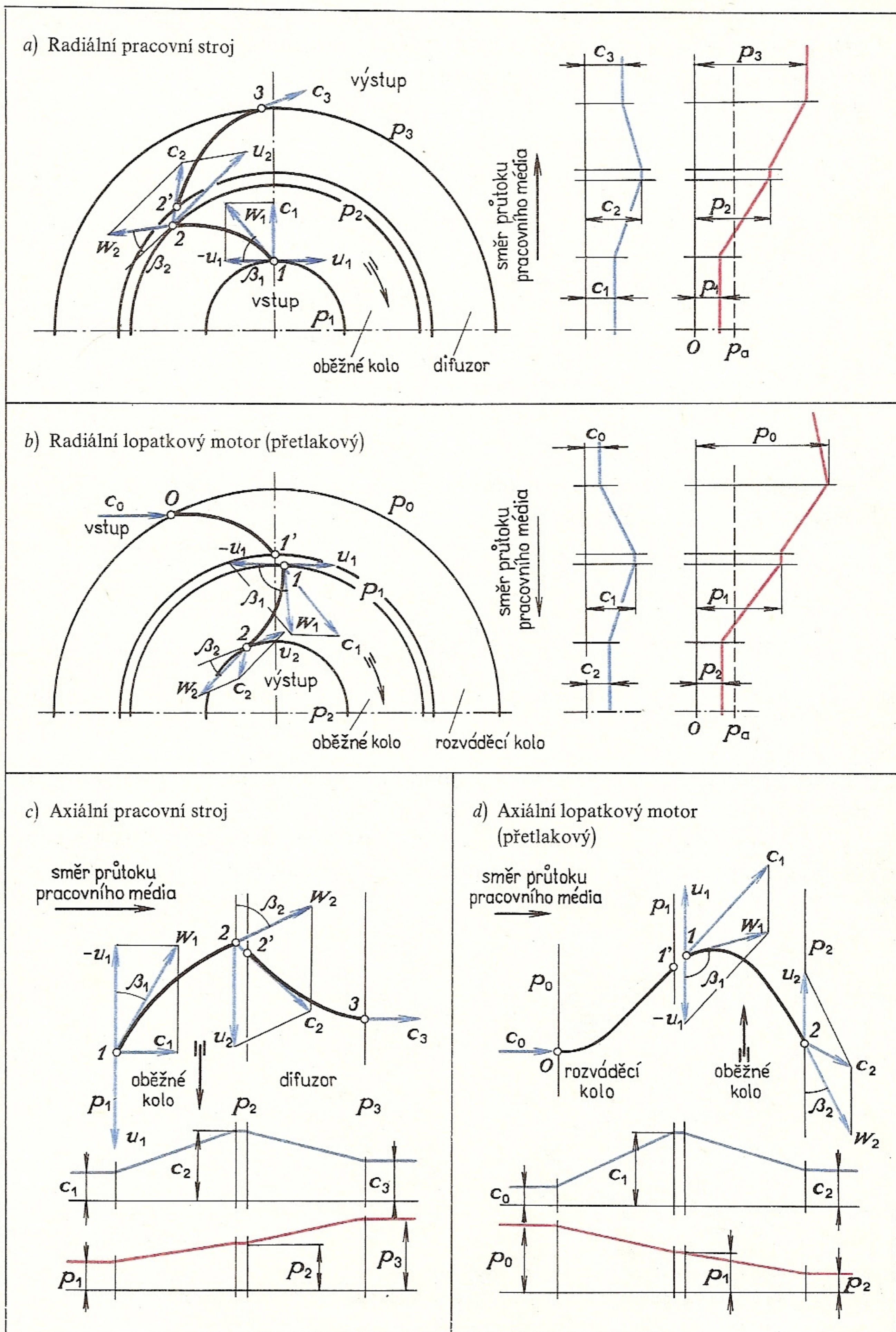
Důležitou částí každého lopatkového stroje je rotor (běhoun) s oběžnými lopatkami. Na správně vyřešeném olopatkování závisí celková účinnost. Proudící pracovní látka nesmí na oběžné lopatky narážet, ale musí podél zakřivené lopatky proudit. Vstup i výstup pracovního média řešíme na základě vektorového skládání rychlostí (*obr. 187*).



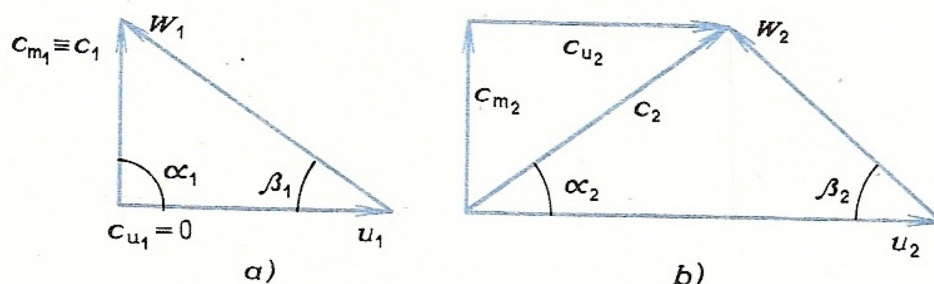
Obr. 187. Tvar oběžné lopatky pracovního lopatkového stroje
a) radiální stroj, *b*) axiální stroj

Aby nenastal ráz proudící látky na oběžnou lopatku, musí lopatka začínat ve směru relativní rychlosti w_1 (úhel β_1). Relativní rychlost získáme jako výsledný vektor složením rychlosti absolutní c_1 a záporné rychlosti unášivé (obvodové) $u_1 = \pi . D_1 . m$. Protože skládání vektorů rychlostí uvažujeme z hlediska oběžné lopatky, z níž by se jevila každá částice proudící látky v pohybu rychlostí $-u_1$, je nutno skládat s rychlostí c_1 záporný vektor rychlosti $-u_1$.

Na výstupní hraně lopatky skládáme vektory relativní rychlosti w_2 a obvodové rychlosti $u_2 = \pi . D_2 . n$. Jako výslednou rychlost dostaneme absolutní rychlost c_2. Rychlosti c_1, u_1 a w_1 tvoří tzv. trojúhelník vstupních rychlostí a rychlosti c_2, u_2 a w_2 trojúhelník výstupních rychlostí (*obr. 188*).


a) Radiální pracovní stroj
výstup
směr průtoku pracovního média
vstup
oběžné kolo
difuzor
b) Radiální lopatkový motor (přetlakový)
vstup
výstup
směr průtoku pracovního média
oběžné kolo
rozváděcí kolo
c) Axiální pracovní stroj
směr průtoku pracovního média
oběžné kolo
difuzor
d) Axiální lopatkový motor (přetlakový)
směr průtoku pracovního média
rozváděcí kolo
oběžné kolo

V rychlostních trojúhelnících ještě uvažujeme tzv. meridiánovou rychlost $c_m = Q_V/S$, což je složka (průmět) absolutní rychlosti do radiálního směru (u strojů radiálních) nebo do směru rovnoběžného s osou otáčení (u strojů axiálních). Průmět absolutní rychlosti c do směru obvodové rychlosti u se označuje c_u.



Obr. 188. Rychlostní trojúhelníky
a) vstupní (pro $\alpha_1 = 90°$), *b*) výstupní

Nakreslený vstupní rychlostní trojúhelník má vektor absolutní rychlosti c_1 kolmý k vektoru u_1. V tomto případě je $c_1 = c_{m1}$. Jestliže $\alpha_1 \neq 90°$, je $c_{m1} < c_1$.

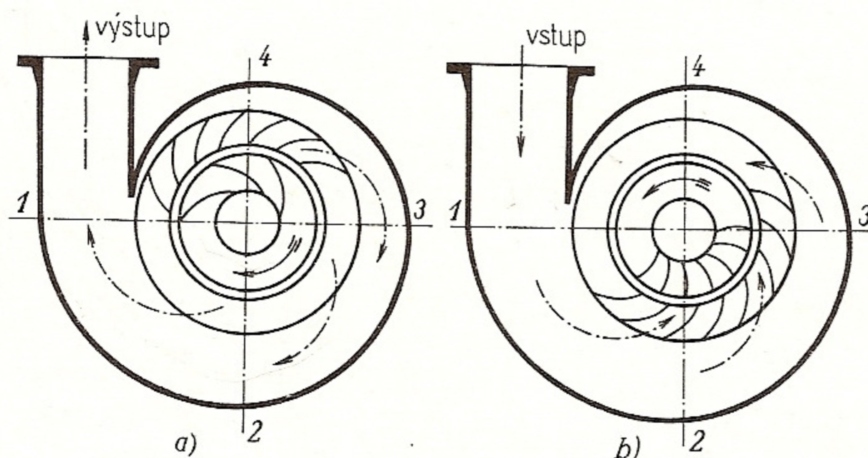
Z rychlostních trojúhelníků lze stanovit úhly β_1 a β_2, které určují tvar oběžné lopatky,

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad \text{nebo} \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1} \Rightarrow \beta_1 ,$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} \Rightarrow \beta_2 .$$

Průběh proudění pracovní látky, tvar lopatek, průběh rychlosti c a tlaku p u radiálních a axiálních lopatkových strojů je v *tab. 48*.

U některých pracovních lopatkových strojů (čerpadla, turbodmýchadla a turbokompresory) proudí pracovní látka z oběžného kola do *difuzoru*, v němž se mění

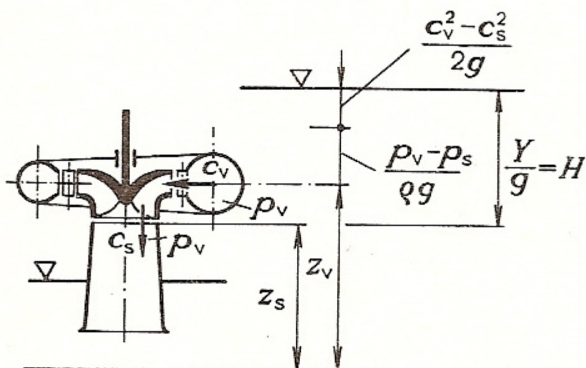


Obr. 189. Proudění pracovní látky ve spirální skříni
a) lopatkový pracovní stroj (čerpadlo, turbokompresor), *b*) lopatkový motor (turbína)

Tab. 49. Přehled základních výpočtů lopatkových strojů

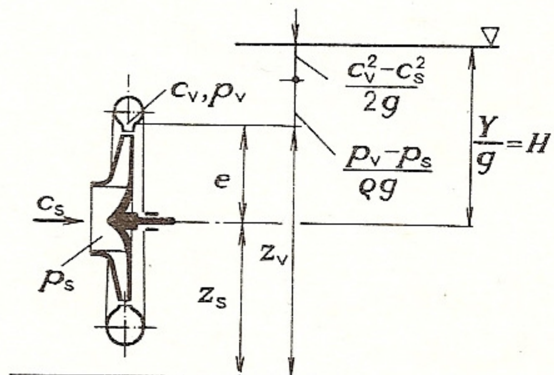
1. Měrná energie hydraulických lopatkových strojů

a) Vodní turbíny



$$Y = g \cdot (z_v - z_s) + \frac{p_v - p_s}{\varrho} + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2}$$

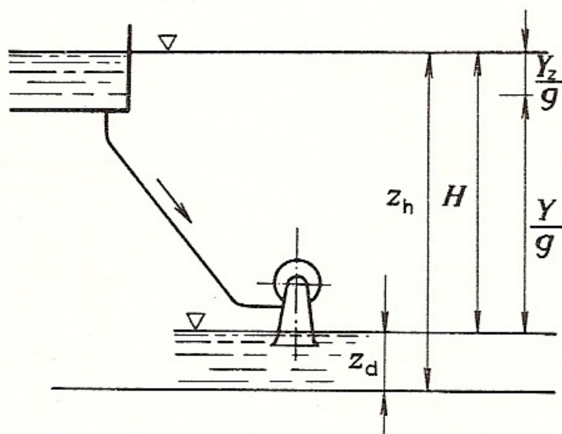
b) Hydrodynamická čerpadla



$$e = z_v - z_s$$

$$Y = g \cdot e + \frac{p_v - p_s}{\varrho} + \frac{c_v^2 - c_s^2}{2}$$

c) Vodní dílo

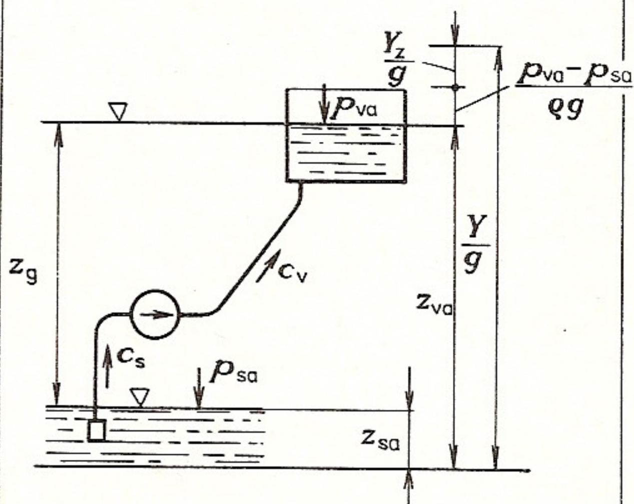


$$Y = g \cdot (z_h - z_d) - Y_z = g \cdot h - Y_z$$

H – spád

Y_z – ztrátová měrná energie

d) Čerpací zařízení



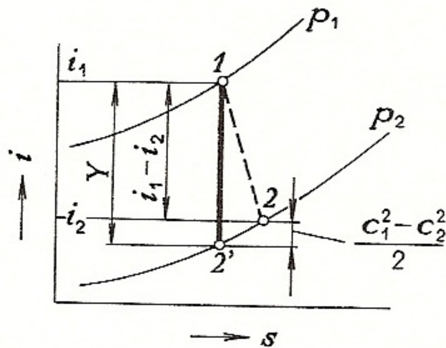
$$z_g = z_{va} - z_{sa}$$

$$Y = g \cdot (z_{va} - z_{sa}) + \frac{p_{va} - p_{sa}}{\varrho} + Y_z$$

Pokračování

2. Měrná energie tepelných lopatkových strojů

a) Parní a plynové turbíny



$$Y = i_1 - i_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} =$$

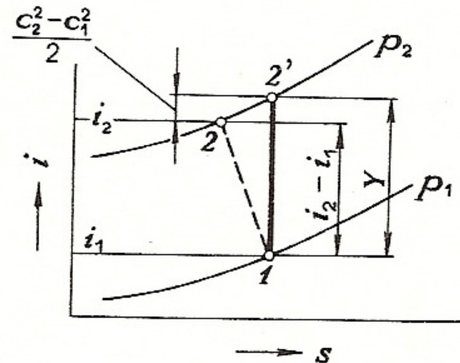
$$= \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\varkappa-1)/\varkappa}\right] +$$

$$+ \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

pro $c_1 = c_2$ bude

$$Y = i_1 - i_2$$

b) Ventilátory, turbodmýchadla a turbokompresory



$$Y = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} =$$

$$= \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\varkappa-1)/\varkappa} - 1\right] +$$

$$+ \frac{c_2^2 - c_1^2}{2},$$

u ventilátorů pro $\frac{p_2}{p_1} < 1{,}1$

$$Y \doteq \frac{p_2 - p_1}{\varrho_s} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2};$$

$$\varrho_s = \frac{1}{2}(\varrho_1 + \varrho_2)$$

3. Výkon lopatkových strojů

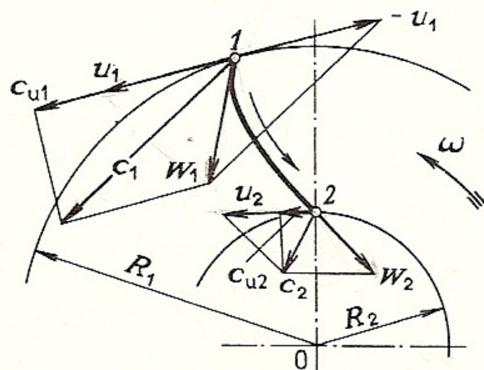
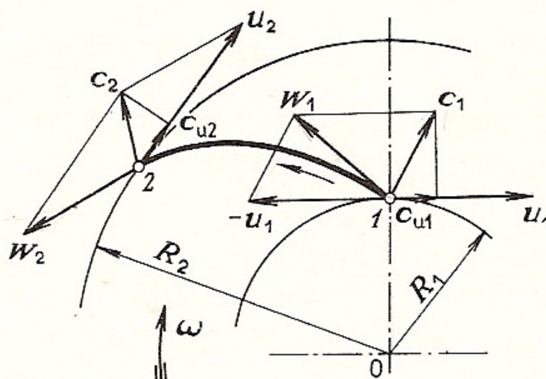
a) Lopatkové motory (turbíny)

$$P = Q_m \cdot Y \cdot \eta = Q_V \cdot \varrho \cdot Y \cdot \eta$$

b) Pracovní stroje (příkon)

$$P = \frac{Q_m \cdot Y}{\eta} = \frac{Q_V \cdot \varrho \cdot Y}{\eta}$$

Pokračování

4. Eulerova rovnice	
a) Turbíny  $u_1 = \omega \,.\, R_1, \qquad u_2 = \omega \,.\, R_2$ $M_k = Q_m \,.\, (c_{u1} \,.\, R_1 - c_{u2} \,.\, R_2)$ $P_t = \omega \,.\, M = Q_m \,.\, Y_t = Q_V \,.\, \varrho \,.\, Y_t$ $Q_m \,.\, Y_t = Q_m \,.\, \omega \,.\, (c_{u1} \,.\, R_1 - c_{u2} \,.\, R_2)$ $Y_t = \omega \,.\, (c_{u1} \,.\, R_1 - c_{u2} \,.\, R_2) = c_{u1} \,.\, u_1 - c_{u2} \,.\, u_2$ $Y = \dfrac{Y_t}{\eta_i \,.\, \mu} = \dfrac{Y_t}{\eta_h}$	*b*) Lopatkové dopravní stroje  $u_1 = \omega \,.\, R_1, \qquad u_2 = \omega \,.\, R_2$ $M_k = Q_m \,.\, (c_{u2} \,.\, R_2 - c_{u1} \,.\, R_1)$ $P_t = \omega \,.\, M = Q_m \,.\, Y_t = Q_V \,.\, \varrho \,.\, Y_t$ $Q_m \,.\, Y_t = Q_m \,.\, \omega \,.\, (c_{u2} \,.\, R_2 - c_{u1} \,.\, R_1)$ $Y_t = \omega \,.\, (c_{u2} \,.\, R_2 - c_{u1} \,.\, R_1) = c_{u2} \,.\, u_2 - c_{u1} \,.\, u_1$ $Y = Y_t \,.\, \eta_i \,.\, \mu = Y_t \,.\, \eta_h$
5. Základní výpočet oběžného kola	
Lopatkové motory (turbíny)	
a) Radiální kolo $u_1 = R_1 \,.\, \omega = \dfrac{D_1}{2} \,.\, \omega = \pi \,.\, D_1 \,.\, n$ $u_2 = R_2 \,.\, \omega = \dfrac{D_2}{2} \,.\, \omega = \pi \,.\, D_2 \,.\, n$ $Q_{V1} = \pi \,.\, D_1 \,.\, b_1 \,.\, c_{m1} \,.\, k_1$ $Q_{V2} = \pi \,.\, D_2 \,.\, b_2 \,.\, c_{m2} \,.\, k_2$ c_{u2} bývá $= 0$ $c_{u1} = \dfrac{Y_t}{u_1} = \dfrac{Y}{u_1} \,.\, \eta_h$ $\operatorname{tg} \beta_1 = \dfrac{c_{m1}}{u_1 - c_{u1}}, \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \dfrac{c_{m2}}{u_2}$ k_1, k_2 – součinitele zúžení průtočného průřezu lopatkami; $k_1 = 0{,}85$ až $0{,}9$; $k_2 = 0{,}9$ až $0{,}95$	*b*) Axiální kolo $u_s = R_s \,.\, \omega = \dfrac{D_s}{2} \,.\, \omega = \pi \,.\, D_s \,.\, n$ $D_s = \dfrac{D_1 + D_2}{2}$ $Q_{V1} = \dfrac{\pi}{4} \,.\, (D_2^2 - D_1^2) \,.\, c_{m1} \,.\, k_1$ $Q_{V2} = \dfrac{\pi}{4} \,.\, (D_2^2 - D_1^2) \,.\, c_{m2} \,.\, k_2$ c_{u2} obvykle $= 0$ $c_{u1} = \dfrac{Y_t}{u_s} = \dfrac{Y}{u_s} \,.\, \eta_h$ $\operatorname{tg} \beta_1 = \dfrac{c_{m1}}{u_s - c_{u1}}, \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \dfrac{c_{m2}}{u_s}$

Pokračování

Lopatkové pracovní stroje	
a) Radiální kolo $u_1 = R_1 . \omega = \frac{D_1}{2} . \omega = \pi . D_1 . n$ $u_2 = R_2 . \omega = \frac{D_2}{2} . \omega = \pi . D_2 . n$ $Q_{V1} = \pi . D_1 . b_1 . c_{m1} . k_1$ $Q_{V2} = \pi . D_2 . b_2 . c_{m2} . k_2$ c_{u1} bývá $= 0$ $c_{u2} = \frac{Y_t}{u_2} = \frac{Y}{u_2 . \eta_h}$ $\mathrm{tg}\,\beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1}$, $\mathrm{tg}\,\beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$ k_1, k_2 – součinitele zúžení průtočného průřezu lopatkami	*b*) Axiální kolo $u_s = R_s . \omega = \frac{D_s}{2} . \omega = \pi . D_s . n$ $Q_{V1} = \frac{\pi}{4} . (D_2^2 - D_1^2) . c_{m1} . k_1$ $Q_{V2} = \frac{\pi}{4} . (D_2^2 - D_1^2) . c_{m2} . k_2$ c_{u1} většinou $= 0$ $c_{u2} = \frac{Y_t}{u_s} = \frac{Y}{u_s . \eta_h}$ $\mathrm{tg}\,\beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_s}$, $\mathrm{tg}\,\beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_s - c_{u2}}$

část její kinetické energie v energii tlakovou. Mezilopatkové kanály difuzoru se rozšiřují ve směru proudění, a tím se zmenšuje průtočná rychlost a roste tlak.

U lopatkových motorů proudí pracovní látka z *rozváděcího* do *oběžného kola*, kde získává potřebný směr a rychlost. U rovnotlakových motorů je rozváděcí lopatkové kolo nahrazeno *vstupními tryskami.* Veškerá tlaková energie proudícího média se mění v rozváděcím zařízení v kinetickou energii $(p_1 = p_2)$. U přetlakových motorů se pouze část tlakové energie přemění v rozváděcím kole na kinetickou energii a další přeměna nastane v oběžném kole motoru.

Další důležitou částí lopatkových strojů je *spirální skříň*, která slouží k odvádění pracovní látky ze stroje (čerpadla, radiální ventilátory, turbodmýchadla a turbokompresory), nebo k rovnoměrnému přivádění pracovní látky do stroje (vodní motory). Proudění ve spirální skříni musí splňovat podmínku, že průřezem *1* protéká plný průtok Q_V, průřezem *2* průtok $0{,}75Q_V$, průřezem *3* průtok $0{,}5Q_V$ a průřezem *4* průtok $0{,}25Q_V$. Směr proudění je znázorněn na *obr. 189.*

4.1.3 Základní výpočty lopatkových strojů

Základní výpočty společné pro pracovní lopatkové stroje a pro turbíny (lopatkové motory) jsou v *tab. 49*.

4.1.4 Vliv pracovních parametrů na tvar oběžného kola

Oběžná kola lopatkových strojů pracujících za podobných podmínek jsou si geometricky podobná, tzn., že jsou tvarově stejná a liší se od sebe pouze rozměry (velikostí). K vzájemnému porovnání geometrického tvaru oběžných kol slouží *součinitel rychloběžnosti* σ. Oběžná kola se stejným součinitelem rychloběžnosti jsou tvarově stejná. Podle velikosti součinitele rychloběžnosti lze předem určit konstrukci oběžného kola navrhovaného stroje (*tab. 50*):

$$\sigma = 2 \, . \sqrt{\pi} \, . \frac{n \, . \sqrt{Q_V}}{\sqrt[4]{(2Y)^3}} \, ,$$

$$Y = g \, . H = \frac{p}{\varrho} \, .$$

Nutno dosadit:

n (s^{-1}), Q_V ($m^3 . s^{-1}$), Y ($J . kg^{-1}$), Δp (Pa),
ϱ ($kg . m^{-3}$), H (m).

Tab. 50. Oběžná kola lopatkových strojů

Volnoběžné – radiální kolo	Rychloběžné – diagonální kolo	Velmi rychloběžné axiální kolo
σ = 0,06 až 0,32	σ = 0,25 až 1,0	σ = 0,8 až 2,6
n_q = 10 až 50	n_q = 40 až 160	n_q = 125 až 410
n_s = 35 až 185	n_s = 145 až 580	n_s = 460 až 1 500
Q_V malé	Q_V střední	Q_V velké
$Y(H)$ velké	$Y(H)$ střední	$Y(H)$ malé

Dříve se pro porovnání používaly tzv. měrné otáčky objemové n_q nebo měrné otáčky výkonové n_s:

$$n_q = \frac{60n \,.\, \sqrt{Q_V}}{\sqrt[4]{\left(\frac{Y}{g}\right)^3}} = \frac{60n \,.\, \sqrt{Q_V}}{\sqrt[4]{\left(\frac{\Delta p}{\varrho \,.\, g}\right)^3}} = \frac{333n \,.\, \sqrt{Q_V}}{\sqrt[4]{Y^3}},$$

$$n_s = 3{,}65 n_q = 1\,210 \,.\, \frac{n \,.\, \sqrt{Q_V}}{\sqrt[4]{Y^3}} = \frac{70n \,.\, \sqrt{P}}{\sqrt[4]{\left(\frac{Y}{g}\right)^3}} = \frac{252n \,.\, \sqrt{P}}{\sqrt[4]{Y^3}}.$$

Mezi součinitelem rychloběžnosti σ a měrnými otáčkami n_q a n_s platí tyto vzájemné vztahy:

$$n_q = 157{,}8\sigma\,, \qquad n_s = 576\sigma\,.$$

Při výpočtu oběžných kol se používají bezrozměrové součinitele, které mají význam hlavně při řešení nových typů lopatkových strojů, při porovnávání jejich pracovních možností a jejich technické úrovně.

1. Průtokový (objemový) součinitel:

$$\varphi = \frac{c_{m2}}{u_2} = \frac{4Q_V}{\pi^2 \,.\, D_2^3 \,.\, n}.$$

2. Tlakový součinitel:

$$\psi = \frac{2Y}{u_2^2} = \frac{2\,\Delta p}{\varrho \,.\, u_2}, \qquad Y = \frac{\Delta p}{\varrho}.$$

3. Součinitel rychloběžnosti:

$$\sigma = \frac{\sqrt{\varphi}}{\sqrt{\psi^3}}.$$

4. Součinitel průměru:

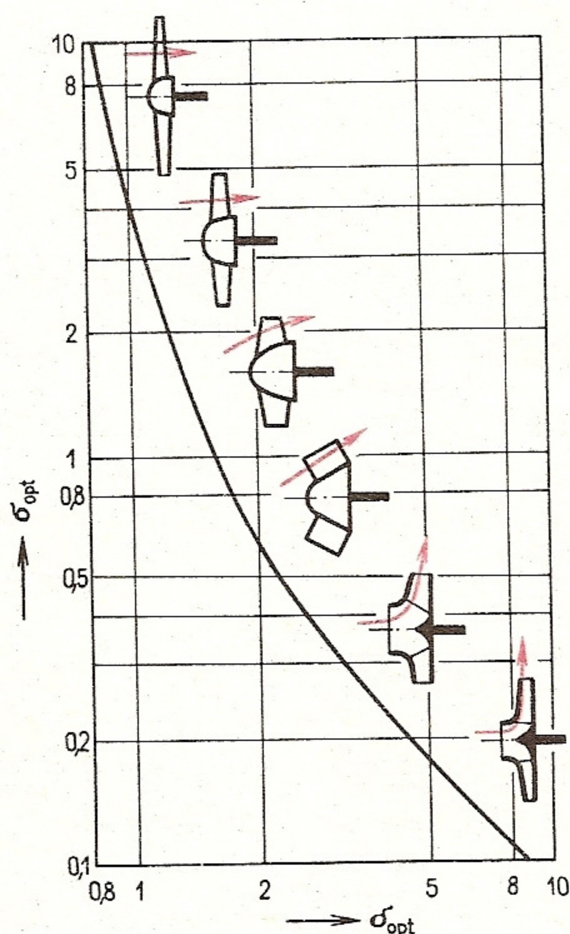
$$\delta = \frac{\sqrt[4]{\psi}}{\sqrt{\varphi}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \,.\, D_2 \,.\, \sqrt[4]{\frac{2Y}{Q_V^2}},$$

kde D_2 je velký průměr oběžného kola.

5. Výkonový součinitel:

$$\lambda = \frac{\varphi \,.\, \psi}{\eta}.$$

Závislost součinitele rychloběžnosti σ a součinitele průměru δ uvádí Cordierův diagram (*obr. 190*). Křivka v diagramu je geometrickým místem bodů odpovídajících optimálním hodnotám obou součinitelů. Na *obr. 190* jsou též tvary oběžných kol pro tyto optimální hodnoty.



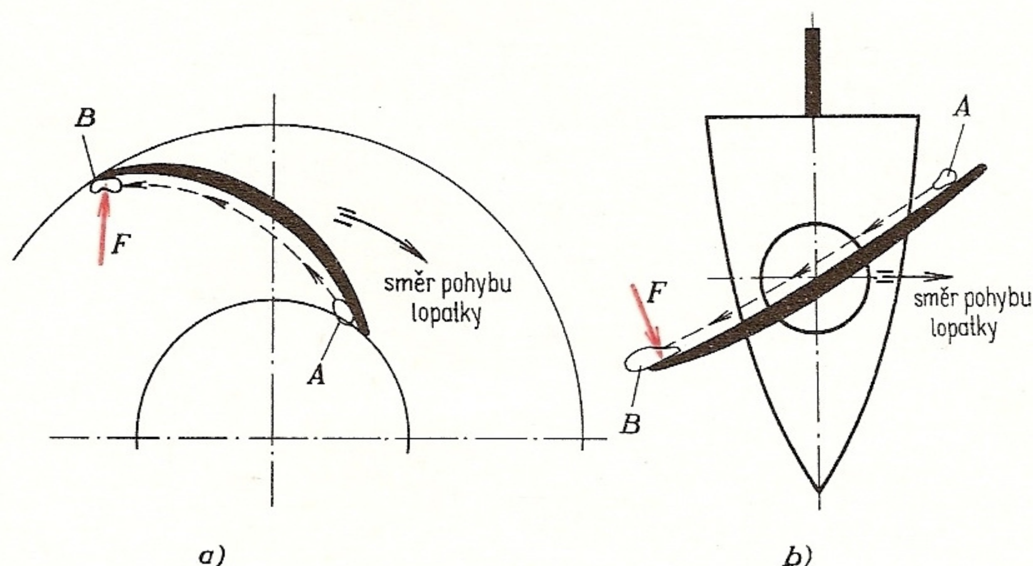
Obr. 190. Cordierův diagram

4.1.5 Kavitace u hydrodynamických lopatkových strojů

Za pohybující se oběžnou lopatkou vzniká nízký tlak (podtlak), který může klesnout až pod tlak odpovídající napětí par příslušného pracovního média (voda nebo jiná kapalina). Z pracovní látky se začnou uvolňovat bublinky par a vzduchu. U hydrodynamických čerpadel (*obr. 191a*) se tyto bublinky spolu s čerpanou kapalinou posouvají z místa vzniku *A* do místa *B* s vyšším tlakem. Zde nastává prudká kondenzace par, spojená s náhlou změnou objemu. Implozí bublinky se uvolní prostor, který se okamžitě vyplní pracovní látkou, což se projeví jako ráz na povrch oběžné lopatky. Tyto rázy mohou být tak silné, že jsou slyšitelné. V místě rázu nastává mechanické narušování povrchu oběžných lopatek, což je ještě znásobeno korozívním účinkem vzdušného kyslíku, jenž je obsažen v kavitačních bublinkách. Mimoto vlivem lokálního ohřátí v místech imploze bublinek vznikají miniaturní termoelektrické obvody, které způsobují elektrochemickou korozi povrchu lopatek. Souhrn těchto jevů se nazývá *kavitace.*

Kavitace je doprovázena neklidným chodem stroje, zvětšenou hlučností a narušením hladkého povrchu oběžných lopatek. Účinnost stroje prudce klesá.

Podobně jako u hydrodynamických čerpadel projevuje se tento jev i u vodních turbín (*obr. 191b*). Vznikající bublinky se objevují na zadní straně oběžné lopatky



Obr. 191. Vznik kavitačních bublinek
a) u radiálního hydrodynamického čerpadla, *b*) u Kaplanovy vodní turbíny

a přesouvají se na odtokovou hranu. Zde se hromadí a jejich odtržení způsobuje hluk, rázy a rychlé poškozování lopatek v oblasti odtokové hrany. Značně se zde projevuje eroze vodním proudem a oxidace kyslíkem. Z lopatky jsou postupně vytrháványjednotlivé krystalky kovu, vznikají prohlubeniny a dutiny, poruší se vyvážení rotoru a stroj začne běžet neklidně.

U hydrodynamických čerpadel ovlivňují kavitaci tyto hlavní činitele:

1. Manometrická sací výška – čím je vyšší, tím je větší nebezpečí vzniku kavitačních bublinek.

2. Obvodová rychlost oběžného kola – rostoucí obvodovou rychlostí se příznivě vyvíjejí podmínky pro vznik kavitace.

3. Sklon lopatek (úhel β_1) – čím je úhel β_1 větší, tím větší je nebezpečí vzniku kavitačních jevů. Proto jsou vhodnější delší oběžné lopatky s malým úhlem β_1.

4. Druh a teplota čerpané kapaliny – čím je teplejší a snadněji odpařitelná, tím roste i nebezpečí vzniku kavitace.

U vodních turbín má na vznik kavitace vliv:

1. Umístění oběžného kola turbíny vzhledem ke spodní hladině. Čím je oběžné kolo výše nad spodní hladinou, tím je na odtokových hranách nižší tlak, a tím více roste nebezpečí vzniku kavitace. Proto je nutné, zvláště u rychloběžných vodních motorů, umístit oběžné kolo až pod úroveň spodní hladiny (tzv. záporná savka).

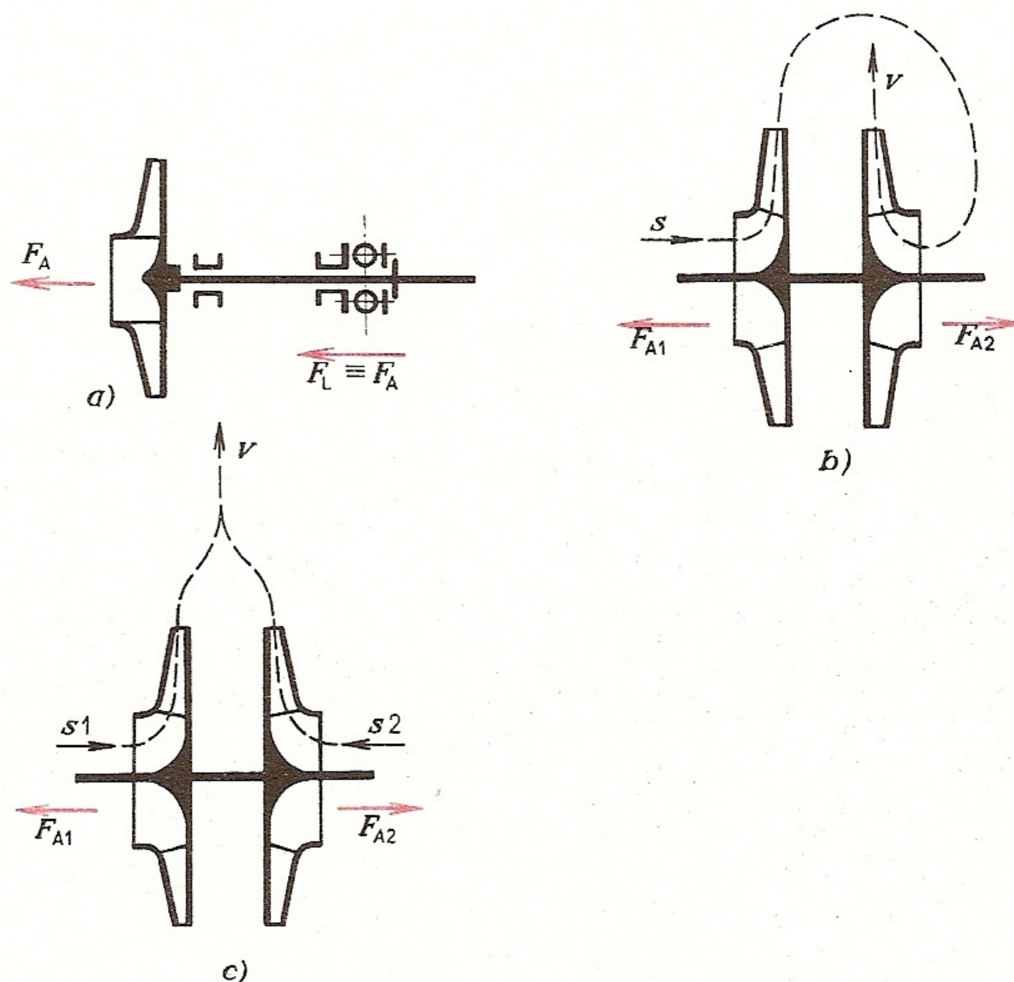
2. Obvodová rychlost rotoru.

3. Sklon (úhel natočení) oběžných lopatek.

Odolnost proti účinkům kavitace se zvyšuje vhodnými materiály oběžných lopatek, popř. navařováním nebo plátováním exponovaných míst jakostními materiály. U rychloběžných strojů (zejména s velkým oběžným kolem) je nutno v pravidelných intervalech po demontáži navařovat materiál v místech porušení lopatek kavitací a po obrobení (vybroušení) znovu celý rotor pečlivě vyvážit.

4.1.6 Zachycení osové síly

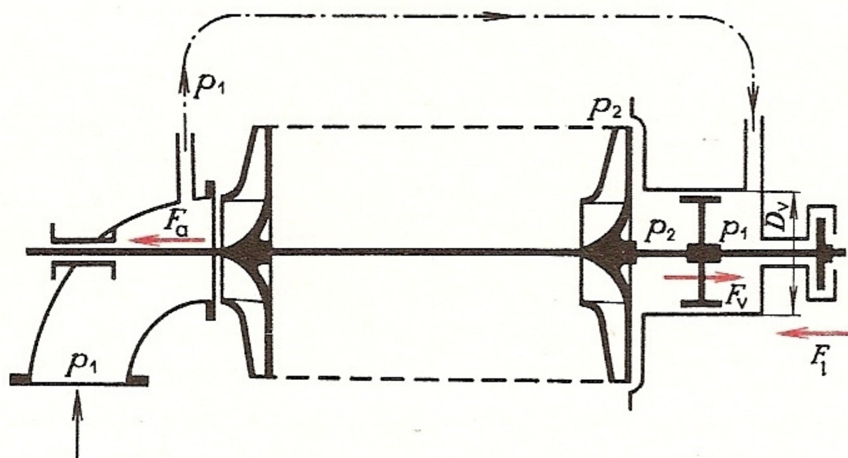
Vlivem rozdílných tlaků před oběžným kolem a za ním vzniká u každého lopatkového stroje osová (axiální) síla, která se musí vhodným způsobem zachytit. Tato síla směřuje k sací straně, ať jde o pracovní stroj nebo motor. U jednostupňových strojů a u menších vícestupňových strojů se zachycuje osová síla valivým ložiskem, u velkých strojů segmentovým kluzným ložiskem (*obr. 192a*). U vertikálních strojů, např. u vodních turbín, nese ještě navíc toto ložisko tíhu celého rotoru. Axiální ložisko se odlehčuje buď symetrickým uspořádáním oběžných kol (*obr. 192b, c*), použitím vyrovnávacího pístu, nebo odlehčeného disku. Těchto způsobů odlehčení se používá u horizontálních vícestupňových strojů (*obr. 193* a *194*).



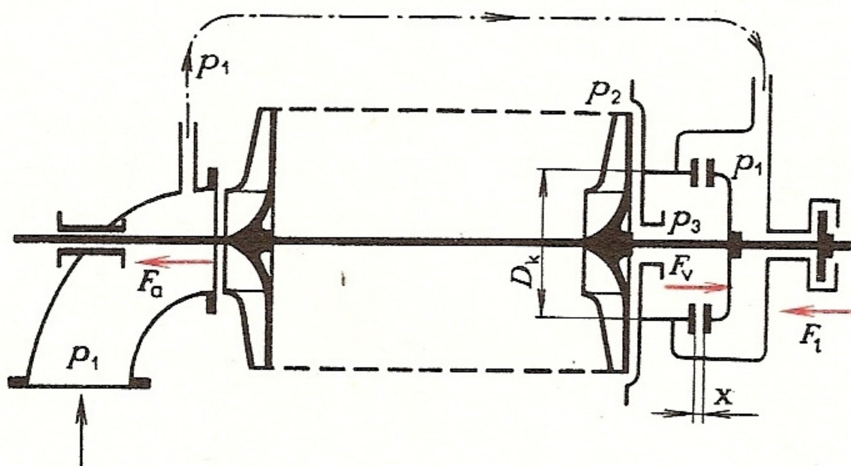
Obr. 192. Zachycení osové síly u lopatkových strojů
a) axiálním ložiskem, *b*) symetrickým uspořádáním oběžných kol (dvoustupňové provedení), *c*) dvouproudovým uspořádáním

Při použití vyrovnávacího pístu se zachytí síla

$$F_v = \frac{\pi \,.\, D_v^2}{4} \,.\, (p_2 - p_1) \,.$$



Obr. 193. Zachycení osové síly vyrovnávacím pístem
D_v je průměr vyrovnávacího pístu



Obr. 194. Zachycení osové síly odhlehčovacím kotoučem
D_k je průměr vyrovnávacího kotouče

Axiální ložisko je pak zatíženo silou

$$F = F_a - F_v \,.$$

Při použití vyrovnávacího (odlehčovacího) disku se při poklesu tlaku v sacím hrdle stroje zvětší axiální síla F_a a celý běhoun se posune vlevo. Tím se zmenší mezera x a vzroste tlak p_3. Vyrovnávací síla se zvětší tak, že $F_a = F_v$. Výsledná axiální síla působící na ložisko je tedy nulová a ložisko je zbytečné.

Tab. 51. Oběžná kola hydrodynamických čerpadel

σ	0,06 až 0,104	0,104 až 0,26	0,26 až 0,52	0,52 až 1,04	1,04 až 2,6
n_s	35 až 60	60 až 150	150 až 300	300 až 600	600 až 1 500
Název	radiální pomaloběžné	radiální normální	radiální rychloběžné	diagonální	axiální (vrtulové)
Použití	malé Q_V velké Y	střední Q_V střední Y	větší Q_V menší Y	velké Q_V malé Y	největší Q_V malé Y
$D_2/D_0 = x$	2,5 až 2,2	2,2 až 1,6	1,6 až 1,3	1,2 až 1,1	0,8 až 0,5
Tvar oběžného kola	D_0 D_2	D_0 D_2	D_0 D_2	D_0 D_2	D_0 D_2

4.2 Hydrodynamická čerpadla

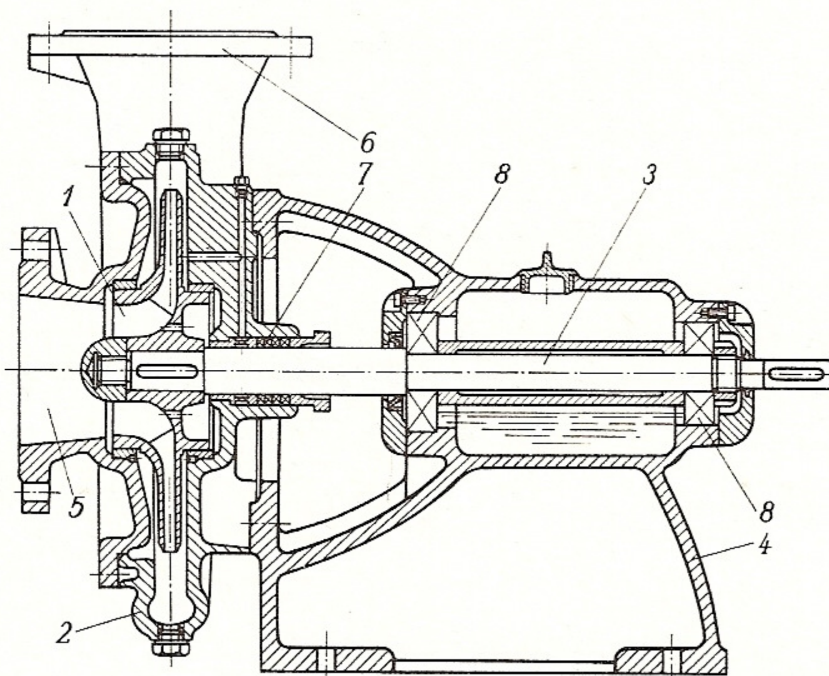
4.2.1 Rozdělení hydrodynamických čerpadel

Hydrodynamická čerpadla jsou rotační lopatkové stroje určené k dopravě kapalin. Mechanická energie hnací jednotky se mění v oběžném kole čerpadla na energii tlakovou a kinetickou. Část kinetické energie se v další části čerpadla (v difuzoru) mění na tlakovou energii. Ve výtlačném hrdle má kapalina převážně tlakovou energii, kinetická energie je poměrně malá. Podle průtoku dopravované kapaliny oběžným kolem dělíme hydrodynamická čerpadla na radiální (odstředivá), diagonální a axiální (vrtulová).

Další údaje o jednotlivých druzích hydrodynamických čerpadel jsou v *tab. 51*.

4.2.2 Radiální (odstředivá) hydrodynamická čerpadla

Tato čerpadla patří mezi nejpoužívanější lopatková čerpadla. Oběžné kolo připomíná svým tvarem oběžné kolo Francisovy vodní turbíny s opačným průtokem kapaliny. Základní části jednostupňového radiálního čerpadla jsou na *obr. 195*.



Obr. 195. Jednostupňové radiální čerpadlo
1 — oběžné kolo, *2* — spirální skříň, *3* — hřídel, *4* — stojan (rám), *5* — sací hrdlo, *6* — výtlačné hrdlo, *7* — ucpávka, *8* — ložiska

Teoretická měrná energie pro nekonečně velký počet oběžných lopatek:

$$Y_t = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 \,.$$

Vlivem ztrát je měrná energie čerpadla menší:

$$Y = Y_t \cdot \eta_h = (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \cdot \eta_h \,,$$

kde η_h je hydraulická účinnost čerpadla.

Pro čistě radiální vstup kapaliny do oběžného kola je úhel $\alpha_1 = 90°$ a složka $c_{u1} = 0$; potom

$$Y = \eta_h \cdot u_2 \cdot c_{u2} \,.$$

Zavedením tlakového součinitele ψ lze psát, že

$$Y = \psi \cdot \frac{u_2^2}{2} \quad \text{nebo} \quad \psi = \frac{2Y}{u_2^2} \,.$$

Tlakový součinitel ψ závisí na tom, zda čerpadlo je nebo není vybaveno difuzorem. Pro teoretickou měrnou energii lze také odvodit vztah

$$Y_t = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \,.$$

Součet prvních dvou zlomků udává teoretickou měrnou tlakovou energii získanou v oběžném kole, poslední zlomek udává měrnou kinetickou energii získanou v oběžném kole. Celkový teoretický přetlak získaný v oběžném kole pro nekonečně velký počet oběžných lopatek je dán vztahem:

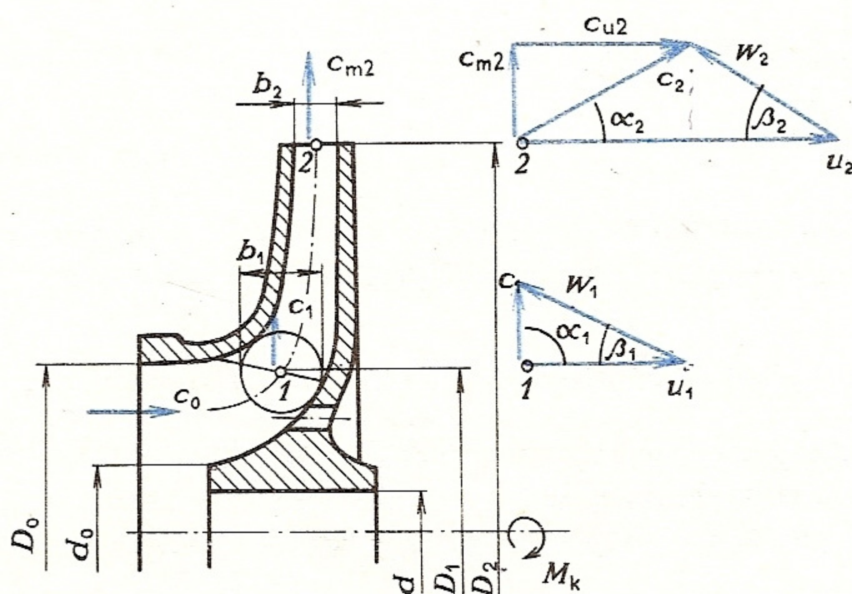
$$\Delta p_t = \varrho \cdot Y_t = \tfrac{1}{2}\varrho \cdot (u_2^2 - u_1^2) + \tfrac{1}{2}\varrho \cdot (w_1^2 - w_2^2) + \tfrac{1}{2}\varrho \cdot (c_2^2 - c_1^2) \,.$$

Hodnota součtu prvních dvou členů je statická složka celkového přetlaku získaného v oběžném kole, hodnota třetího členu je složka dynamická (vyjádřeno v Pa).

4.2.3 Výpočet hlavních rozměrů oběžného kola radiálního čerpadla

1. Příkon čerpadla:

$$P_e = \frac{1}{\eta} \cdot Q_V \cdot \varrho \cdot Y \,.$$



Obr. 196. Řez oběžným kolem radiálního čerpadla

2. Průměr hřídele (z krouticího momentu):

$$M_k = \frac{P_e}{2\pi \, . \, n} = \frac{d^3}{5} \, . \, \tau_{Dk} \, . \, 10^{-3} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{5M_k}{\tau_{Dk}}} \, .$$

3. Průměr náboje oběžného kola (empiricky):

$$d_o = (1{,}6 \text{ až } 1{,}8) \, d \, .$$

4. Vypočítáme součinitel rychloběžnosti a podle *tab. 51* volíme vhodný poměr průměrů:

$$x = \frac{D_2}{D_0} \, .$$

5. Obvodovou rychlost vypočítáme ze vztahu:

$$Y_1 = \psi \, . \, \frac{u_2^2}{2} \, ,$$

kde Y_1 je měrná energie jednoho stupně čerpadla,
ψ = 0,9 až 1,1 – u čerpadel s převáděčem,
ψ = 0,7 až 0,9 – u čerpadel bez převáděče.

6. Z obvodové rychlosti vypočítáme velký průměr oběžného kola:

$$u_2 = \pi \, . \, D_2 \, . \, n \, .$$

7. Z poměru x určíme průměr D_0 (*tab. 53*).

8. Rychlost v sacím hrdle čerpadla:

$$1{,}1 Q_V = \frac{\pi}{4} \, . \, (D_0^2 - d_o^2) \, . \, c_0 \, .$$

Se zřetelem na objemové ztráty při průtoku oběžným kolem uvažujeme průtok o 10 % větší, tedy $1{,}1 Q_V$.

9. Absolutní vstupní rychlost volíme přibližně stejně velkou jako rychlost v sacím hrdle, nebo o něco vyšší:

$$c_0 = c_1 \, .$$

10. Ze vstupního rychlostního trojúhelníku stanovíme úhel β_1 sklonu relativní rychlosti w_1. Pod tímto úhlem (β_1) začíná náběhový úhel lopatky:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \, , \qquad u_1 = \pi \, . \, D_1 \, . \, n \, .$$

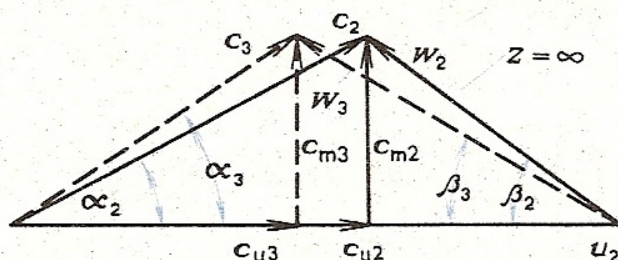
Průměr D_1 volíme přibližně stejný jako průměr D_0, nebo ho určíme z předběžného konstrukčního návrhu oběžného kola.

11. Šířka kanálu na vstupní hraně oběžné lopatky se vypočítá z průtokové rovnice:

$$1{,}1 Q_V = \pi \, . \, D_1 \, . \, b_1 \, . \, c_1 \, . \, k_1 \, ,$$

kde k_1 je součinitel zmenšení průtočného průřezu vlivem tloušťky oběžných lopatek (k_1 = 0,85 až 0,9).

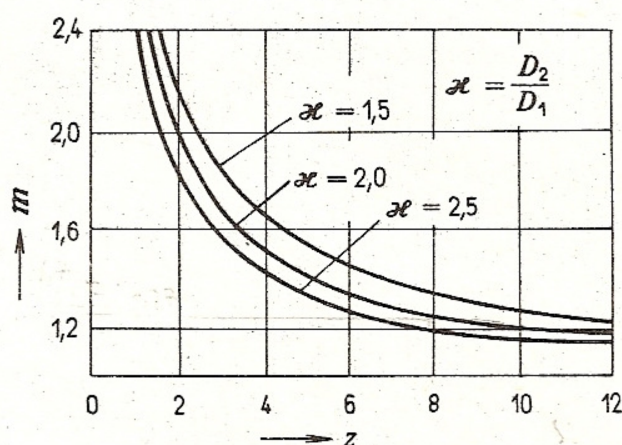
12. Rychlostní trojúhelník na výstupní hraně lopatky je vlivem konečného počtu lopatek deformován tak, že skutečný úhel β_3 je menší než teoretický β_2 (*obr. 197*).



Obr. 197. Deformace výstupního rychlostního trojúhelníku vlivem konečného počtu oběžných lopatek

Beze změny zůstává rychlost u_2 a meridiánová složka $c_{m3} = c_{m2}$. Meridiánovou složku c_{m2} volíme o něco větší než rychlost c_1.

13. Složku c_{u2} vypočítáme ze základní energetické Eulerovy rovnice, volí se η_h = 0,6 až 0,85.



Obr. 198. Diagram součinitele m

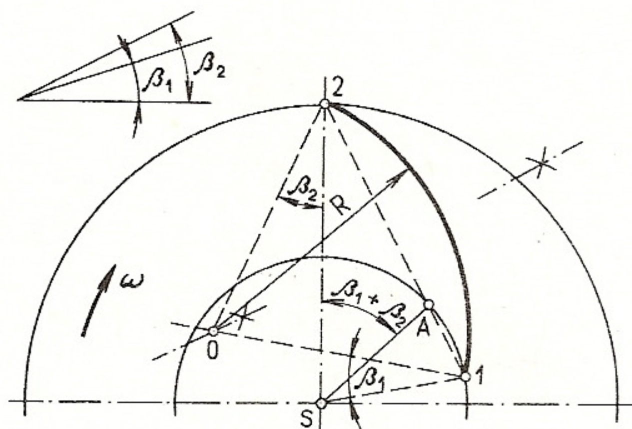
Tab. 52. Počet oběžných lopatek čerpadel

	Radiální				
n_s	35 až 50	50 až 80	80 až 150	150 až 220	220 až 300
z	10 až 9	9 až 8	8 až 7	7	6
σ	0,06 až 0,09	0,09 až 0,14	0,14 až 0,26	0,26 až 0,38	0,38 až 0,52
	Diagonální		Axiální		
n_s	300 až 450	450 až 600	600 až 800	800 až 1 000	nad 1 000
z	6 až 5	5	5 až 4	4 až 3	3 až 2
σ	0,52 až 0,78	0,78 až 1,04	1,04 až 1,4	1,4 až 1,73	nad 1,73

14. U skutečného výstupního trojúhelníku je složka c_{u3} o něco menší než c_{u2}:

$$c_{u3} = \frac{c_{u2}}{m},$$

kde m je součinitel, který se zjistí z diagramu (*obr. 198*) v závislosti na počtu lopatek z a na poměru D_2/D_1. Počet oběžných lopatek z volíme podle měrných otáček čerpadla (*tab. 52*).



Obr. 199. Konstrukce oběžné lopatky zakřivení podle kruhového oblouku

15. Z výstupního rychlostního trojúhelníku se určí úhel lopatky β_3 na výstupu:

$$\operatorname{tg} \beta_3 = \frac{c_{m3}}{u_2 - c_{u3}}.$$

16. Šířka výstupního kanálu b_2 se vypočítá podobně jako na vstupu z průtokové rovnice:

$$1{,}1 Q_V = \pi \,.\, D_2 \,.\, b_2 \,.\, c_{m3} \,.\, k_2 , \qquad k_2 = 0{,}9 \text{ až } 0{,}95 \,.$$

17. Ze zjištěných průměrů D_2 a D_1 a úhlů β_1 a β_3 lze sestrojit tvar zakřivené oběžné lopatky. Nejjednodušší zakřivení je podle kruhového oblouku (*obr. 199*).

4.2.4 Druhy radiálních hydrodynamických čerpadel

Pro menší měrnou energii se konstruují jednostupňová radiální čerpadla (*obr. 196*). Pro větší měrné energie jsou čerpadla složená z několika stupňů (vícestupňová), tzv. *článková*.

Pro velký objemový průtok jsou vhodná čerpadla *dvouproudová* nebo *víceproudová* (*tab. 53a*). Výhodou víceproudového uspořádání je možnost vyrovnání axiální síly v rotoru čerpadla symetrickým uspořádáním oběžných kol.

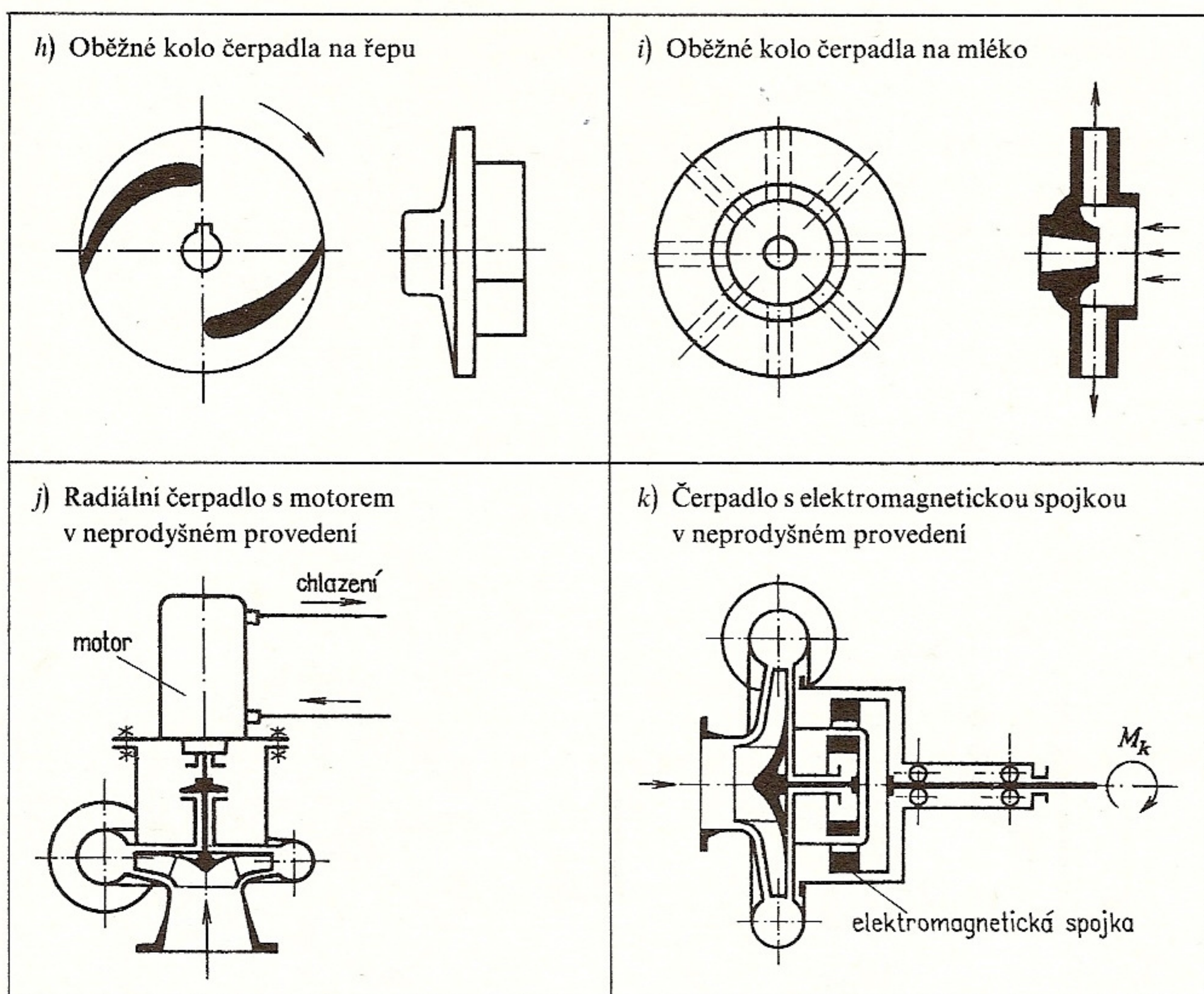
Radiální čerpadla pro chemický průmysl, zvláště pak čerpadla k čerpání agresívních kapalin, lze vyrobit z nekovových materiálů (texgumoid, porcelán, kamenina apod.). Vyrábějí se jako *ucpávková* nebo *bezucpávková*. U bezucpávkových čerpadel má oběžné kolo z vnější strany radiální lopatky, které přesahují velký průměr oběžného kola (*tab. 53b*). Tím se dosáhne za oběžným kolem většího tlaku,

Tab. 53. Provedení radiálních hydrodynamických čerpadel

a) Dvouproudové čerpadlo	*b*) Bezucpávkové čerpadlo
c) Oběžná kola kalovek	*d*) Samonasávací vodokružní vývěva

e) Samonasávací čerpadlo	*f*) Vertikální čerpadlo pro chemický průmysl	*g*) Ponorné čerpadlo

Pokračování



h) Oběžné kolo čerpadla na řepu

i) Oběžné kolo čerpadla na mléko

j) Radiální čerpadlo s motorem v neprodyšném provedení

k) Čerpadlo s elektromagnetickou spojkou v neprodyšném provedení

než je tlak pracovní a zabrání se pronikání čerpané kapaliny do prostoru za oběžné kolo. Malý průtok kapaliny, který projde zejména při rozběhu čerpadla za oběžné kolo, se odstříkne odstřikovacím kotoučem a odvede ze sběrné komory čerpadla. V chemickém průmyslu se též používají vertikální radiální čerpadla (*tab. 53f*). U nich je zabráněno unikání čerpané kapaliny do okolí. Také hnací jednotka je od čerpadla v bezpečné vzdálenosti. Činné plochy čerpadel pro chemický průmysl mohou být potaženy speciální ochrannou vrstvou, např. z tvrzené gumy, z tvrzeného olova, silikonovou vrstvou apod.

K čerpání nečistých kapalin, kalů, splašků, bahnité vody apod. se používají *kalová čerpadla* (*tab. 53c*). Oběžné kolo má buď několik zakřivených kanálů, nebo se použije polootevřené oběžné kolo se dvěma zakřivenými lopatkami. Takto upravené oběžné kolo je vhodné k dopravě i značně rozměrných kusů v čerpané kapalině, např. k dopravě řepy, brambor, ovoce apod. (*tab. 53h*).

U samonasávacích čerpadel není zapotřebí před spuštěním zahltit čerpadlo a sací potrubí kapalinou. Samonasávacího účinku se dosáhne buď zvláštním konstrukčním provedením tělesa čerpadla (*tab. 53e*), nebo pomocnou vodokružní vývěvou, která zabezpečuje nasátí potřebného sloupce kapaliny (*tab. 53d*).

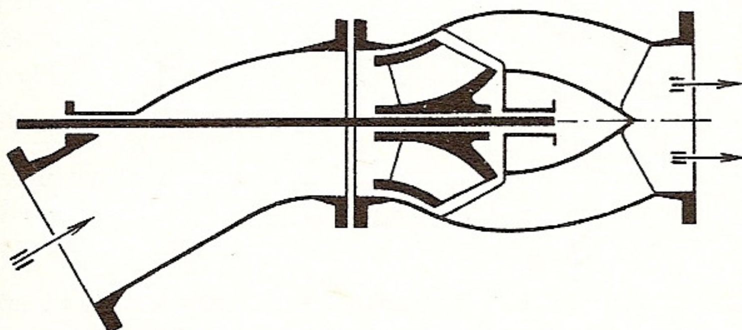
K čerpání vody z velkých hloubek, např. z vrtů, se používají *ponorná čerpadla* (*tab. 53g*), která tvoří spolu s hnacím elektromotorem monoblok. Elektrická energie se k elektromotoru přivádí vodotěsným kabelem.

K čerpání kapalin v potravinářském průmyslu (mléko, podmáslí, šťávy, mošty apod.) se používají čerpadla s jednoduchým oběžným kolem bez lopatek, pouze s radiálními vývrty, které lze velmi snadno čistit (*tab. 53j*). Skříň bývá provedena tak, aby se čerpadlo dalo rychle rozebrat a vyčistit. Používá se nerezavějících materiálů, speciálních slitin, popř. i nekovových materiálů.

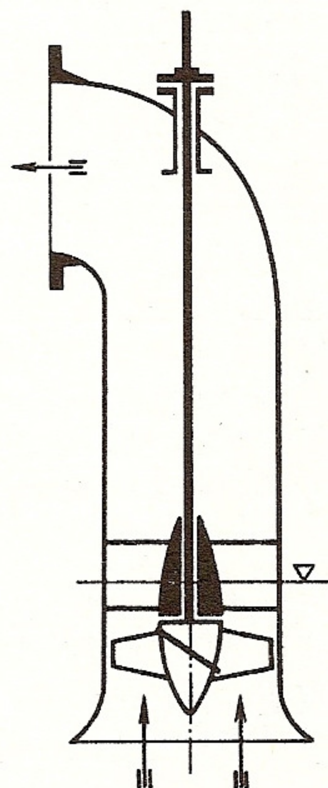
Při čerpání silně toxických kapalin nebo kapalin s určitou hladinou radioaktivity musíme zabezpečit dokonalou těsnost buď uzavřením čerpadla i elektromotoru do utěsněné skříně (motor je nutno chladit), nebo se uloží pouze čerpadlo do utěsněného bloku a kroutící moment se přenáší elektromagnetickou spojkou (*tab. 53k, l*).

4.2.5 Hydrodynamická čerpadla diagonální (šroubová)

Pro součinitel rychloběžnosti $\sigma \doteq 0{,}5$ až 1 ($n_s = 300$ až 600) se zmenšuje velký průměr oběžného kola vzhledem k průměru sacího hrdla tak, že poměr $D_2/D_0 = 1{,}1$ až 1,2. Čerpaná kapalina vstupuje rovnoběžně s osou oběžného kola, výstup je šikmý (diagonální). Diagonální čerpadla se používají pro větší objemové průtoky do malých a středních výšek. Lopatky jsou vytvořeny jako šroubové plochy na ku-



Obr. 200. Horizontální diagonální čerpadlo s axiálním difuzorem

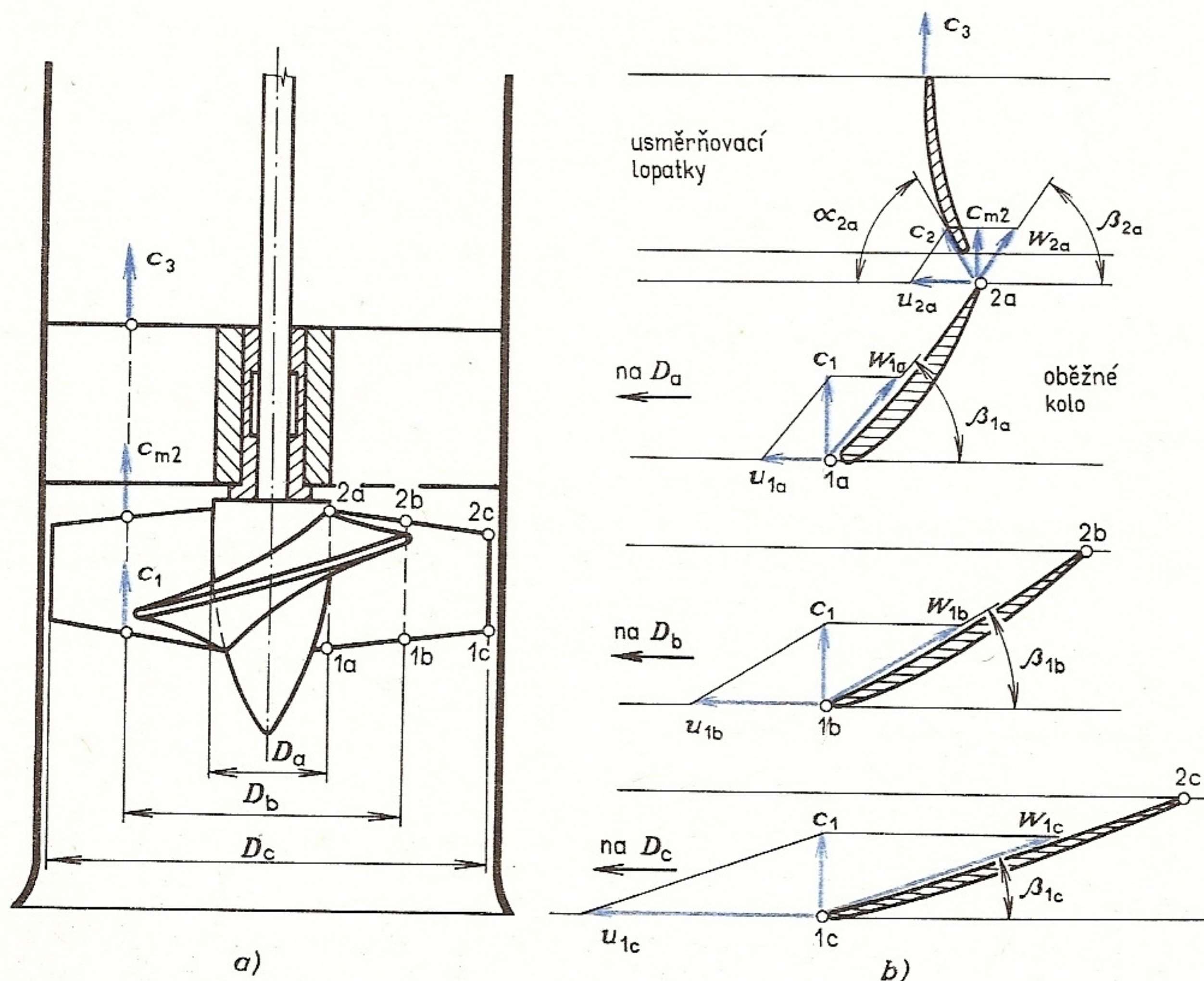


Obr. 201. Vertikální vrtulové čerpadlo

želovitém náboji oběžného kola. Diagonální čerpadla se stavějí horizontální i vertikální (*obr. 200*). Čerpaná kapalina proudí buď do skříně tvaru prstence s výtlačným hrdlem, nebo do spirální skříně, nebo se axiálním převáděčem usměrňuje proud kapaliny do osy stroje.

4.2.6 Hydrodynamická čerpadla axiální (vrtulová)

Axiální čerpadla patří do skupiny hydrodynamických čerpadel se součinitelem rychloběžnosti $\sigma = 1$ až 2,6 ($n_s = 600$ až 1 500). Používají se hlavně pro velké objemové průtoky do malých dopravních výšek. Charakteristickým znakem je



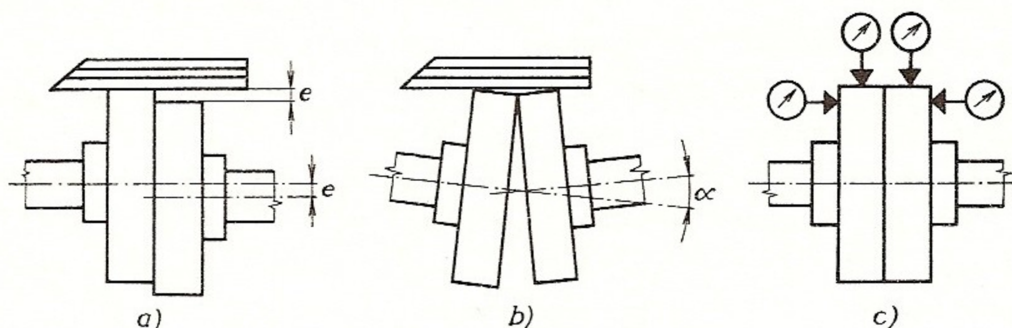
Obr. 202. Vrtulové čerpadlo
a) řez, *b*) rychlostní poměry a tvar profilů oběžné lopatky

oběžné kolo tvaru vrtule se dvěma až čtyřmi lopatkami. Kapalina proudí axiálně. Jsou buď horizontální, nebo vertikální, jako závlahová čerpadla i v provedení se šikmo skloněným hřídelem.

Listy vrtule jsou buď pevné (*obr. 201*), nebo natáčivé. Oběžné kolo je řešeno podobně jako rotor Kaplanovy turbíny. Za oběžným kolem bývá tzv. převáděcí kolo s pevnými lopatkami, kterými se usměrňuje protékající kapalina. Vertikální provedení umožňuje umístění vrtule pod hladinou čerpané kapaliny, takže při spouštění se nemusí čerpadlo zahlcovat. Ponoření vrtule pod hladinu má příznivý vliv na potlačení kavitace, která je u těchto čerpadel častým jevem. Rychlostní poměry na oběžné lopatce a tvar jednotlivých řezů lopatky jsou na *obr. 202*).

4.2.7 Montáž a provoz hydrodynamických čerpadel, výroba v ČSSR

Při montáži čerpadla je nutno dbát na řadu základních zásad, jejichž nedodržení se nepříznivě projeví na chodu čerpadla, popř. se po určité době objeví další, větší závady.



Obr. 203. Způsoby kontroly úchylek spojky
a) kontrola souososti obou polovin spojky čerpadla břitovým pravítkem, *b*) kontrola úhlové úchylky os hřídelů na spojce, *c*) kontrola obvodové a čelní házivosti spojky číselníkovým úchylkoměrem

Čerpadlo usazujeme na *základ*, tj. obvykle zděný nebo betonový blok. Základ musí dobře tlumit rázy a chvění při provozu čerpadla. Na připravený základ se přišroubuje rám čerpadla, obvykle společný pro čerpadlo i hnací jednotku. Mezi hnací jednotkou a čerpadlem bývá pružná spojka. Při montáži se kontroluje souosost obou částí spojky (*obr. 203*). Také házivost spojky (radiální i axiální) je vhodné zjistit číselníkovým úchylkoměrem, zvláště u větších čerpadel. Nesprávnou vzájemnou polohou kotoučů spojky a jejich házením vzniká chvění, čímž se snižuje životnost ložisek. Velikost chvění se kontroluje speciálními přístroji a naměřené hodnoty se porovnávají s přípustnými (ČSN 11 3003). Při velkém chvění se musí čerpadlo demontovat a rotor znovu vyvážit.

Sací a výtlačné potrubí se připevňují tak, aby nevznikaly přídavné síly namáhající a deformující čerpací soustrojí. Sací potrubí musí být co nejkratší. Směrem k čerpadlu má mírně stoupat ve sklonu asi 1 : 100. Na sacím potrubí nesmějí být ohyby, kde by vznikaly vzduchové kouty a bubliny. Sací potrubí má mít dostatečnou světlost a musí být dobře utěsněno. Netěsnost zhoršuje spouštění čerpadla. Ve výtlačném potrubí bývá zpětná klapka a uzavírací ventil nebo šoupátko. Čerpadla, která se při spouštění zavodňují z výtlaku, musí mít obtok zpětné klapky.
chrání čerpadlo před tlakovými rázy ve výtlaku.

Důležitou částí čerpadel jsou *ucpávky*. Za chodu čerpadla má ucpávka mírně odkapávat. Tím je zabezpečeno mazání otáčejícího se hřídele v ucpávce a současně jeho chlazení. Hřídel nesmí v ucpávce házet (dovolená házivost max. 0,05 mm) a musí mít hladký povrch $R_a < 0{,}4$.

Před spuštěním čerpadla se kontrolují ložiska protočením hřídele. Teplota ložisek za chodu nesmí překročit 85 °C, kontroluje se rukou, teploměrem v jímce ložiskové skříně, nebo speciálním nátěrem (termokolor), který indikuje příliš vysokou provozní teplotu ložiska změnou původní barvy. Dále je nutno před spuště-

ním čerpadla zkontrolovat smysl otáčení rotoru čerpadla rychlým zapnutím a vypnutím hnací jednotky. Na každém čerpadle je viditelně označen správný smysl otáčení. Také *sací koš* je nutno zkontrolovat, zda není ucpán, je-li zpětný ventil v koši volný a dobře těsní.

Před spuštěním se musí čerpadlo i sací potrubí zahltit čerpanou kapalinou. Zahlcení lze provést různým způsobem. U menších čerpadel je v sacím koši zpětný ventil nebo klapka, které umožňují naplnění sacího potrubí a čerpadla dopravovanou kapalinou a potom je možno čerpadlo spustit. Zahlcení vodou je možné buď nalitím kapaliny plnicím otvorem na skříni čerpadla, nebo z výtlačného potrubí. U velkých čerpadel se zpětná klapka do sacího koše většinou nemontuje. Spuštění je buď nátokem z výtlaku, nebo čerpadlo má tzv. evakuační zařízení, které zabezpečuje vývěvou na sací straně čerpadla potřebný podtlak.

Samonasávací čerpadlo je vybaveno vývěvou, která musí být před spuštěním čerpadla naplněna vodou nebo je oběžné kolo uloženo ve speciálně upravené skříni, do níž se naleje kapalina a po uvedení do chodu oběžné kolo samo nasaje kapalinu v sacím potrubí. Radiální čerpadla spouštíme s uzavřeným výtlačným potrubím, vrtulová čerpadla s otevřeným výtlakem a čerpadlo diagonální buď s otevřeným, nebo uzavřeným výtlačným potrubím.

Závady při spouštění a provozu

a) Čerpadlo nevytlačuje kapalinu nebo ji vytlačuje v nepatrném množství. Příčinou může být nedokonale zavodněné sací potrubí, příliš velká sací výška, přilepený zpětný ventil v koši, netěsný zpětný ventil, ucpaný sací koš, zanesené mezilopatkové kanály v oběžném kole, příliš velká výtlačná výška, opačný smysl otáčení oběžného kola, netěsná sací ucpávka (přisávání falešného vzduchu).

b) Elektromotor je za chodu přetížen, velmi se zahřívá — příliš velké otáčky hnacího motoru, velký objemový průtok (může nastat při velmi malých měrných energiích u radiálních čerpadel), zadírání rotujících částí, příliš utažené ucpávky, zkřížení os hřídelů čerpadla a elektromotoru.

c) Velká hlučnost — vadná nebo značně opotřebovaná ložiska, uvolněné upevňovací šrouby, zkřížené osy hřídelů, velká házivost spojky, nevyvážený rotor, kavitace.

d) Při zapnutí hnacího motoru se soustrojí nerozběhne — příliš utažené ucpávky, přerušený přívod elektrické energie, zkorodovaný vnitřek čerpadla, zadřená ložiska, popř. zmrzlá voda v čerpadle.

Výroba hydrodynamických čerpadel v ČSSR

V ČSSR vyrábí čerpadla všeho druhu n. p. Sigma a jeho závody v Lutíně, Hranicích a Závadce nad Hronem. Vyrábí různé typy od malých odstředivých čerpadel — $Q_V = 10\,\mathrm{l} \,.\, \mathrm{min}^{-1}$ až po velká vrtulová čerpadla — $Q_V = 400\,000\,\mathrm{l} \,.\, \mathrm{min}^{-1}$ ($24\,000\,\mathrm{m}^3 \,.\, \mathrm{h}^{-1}$), viz *tab. 54*.

Tab. 54. Výběr hydrodynamických čerpadel n. p. Sigma Lutín

Druh čerpadla	Q_V (l . s⁻¹)*)	t (°C)	Y (J . kg⁻¹)	Použití
Odstředivá napájecí čerpadla horizontální	5 až 300 (300 až 18 000)	130 až 220	do 40 000	K napájení parních generátorů
Vodárenská čerpadla článková horizontální	3,33 až 1 250 (220 až 75 000)	40 až 130	200 až 9 000	Vodárenství, chemický a hutní průmysl
Kondenzátní článková čerpadla horizontální	3,33 až 117 (200 až 7 000)	80 až 180	200 až 4 000	Kondenzační zařízení parních turbín
Bagrovací čerpadla	666 až 4 500 (40 000 až 270 000)	do 40	200 až 270	Bagrování zemin, čištění plavebních cest
Oběhová teplovodní čerpadla	0,167 až 10 (10 až 600)	do 90	6 až 30	Pro ústřední vytápění a ostatní topné systémy
Spirální chladicí čerpadla horizontální	500 až 1 830 (30 000 až 110 000)	do 40	100 až 340	K chladicím okruhům, k zavodňování
Diagonální čerpadla horizontální	108 až 1 200 (6 500 až 72 000)	do 35	60 až 220	Kondenzační zařízení zavodňování a odvodňování
Vrtulová čerpadla horizontální	31,2 až 167 (2 500 až 10 000)	do 60	10 až 60	Cirkulační a čisticí soustavy k zavlažování
Procesní čerpadla	1 až 117 (60 až 7 000)	80 až 450	50 až 9 000	Chemický průmysl, k čerpání horkých produktů nafty
Odstředivá čerpadla na mléko, mošty a šťávy	0,833 až 1 (50 až 600)	do 100	190 až 300	Potravinářský průmysl
Čerpadla na dopravu řepy	91,8 až 300 (5 500 až 18 000)	do 30	50 až 125	Cukrovary
Vodárenská čerpadla vertikální	1,33 až 6 660 (80 až 400 000)	50 až 80	4 až 1 600	Pro vodárenský průmysl
Chladicí diagonální čerpadla vertikální	100 až 15 000 (6 000 až 900 000)	50 až 70	60 až 750	K chladicím okruhům, přečerpávací stanice
Speciální článková čerpadla k dopravě ropy, benzínu a oleje	5 až 100 (300 až 6 000)	do 80	200 až 1 500	Chemický průmysl k najíždění parních turbín
Ponorná elektrická čerpadla Nautila	0,666 až 40 (40 až 2 400)	20 až 40	50 až 1 120	Hlubinné čerpání a odvodňování
Vrtulová čerpadla vertikální	350 až 6 600 (21 000 až 400 000)	do 50	3,5 až 80	Čistírny, odvodňování, zavodňování

*) V závorce jsou objemové průtoky Q_V v l . min⁻¹

Příklad 1. Určete vhodná hydrodynamická čerpadla pro tyto provozní parametry:

a) $Q_V = 0{,}9\,\mathrm{m}^3 \,.\, \mathrm{s}^{-1}$, $H = 3\,\mathrm{m}$, $n = 10\,\mathrm{s}^{-1}$,
b) $Q_V = 0{,}65\,\mathrm{m}^3 \,.\, \mathrm{s}^{-1}$, $H = 10\,\mathrm{m}$, $n = 12\,\mathrm{s}^{-1}$,
c) $Q_V = 0{,}08\,\mathrm{m}^3 \,.\, \mathrm{s}^{-1}$, $H = 16\,\mathrm{m}$, $n = 15\,\mathrm{s}^{-1}$.

a) $Y = g \,.\, H = 30\,\mathrm{J} \,.\, \mathrm{kg}^{-1}$;
součinitel rychloběžnosti

$$\sigma = \frac{2 \,.\, \sqrt{\pi} \,.\, n \,.\, \sqrt{Q_V}}{\sqrt{(2Y)^3}} = \frac{2 \,.\, \sqrt{\pi} \,.\, 10 \,.\, \sqrt{0{,}9}}{\sqrt{(2 \,.\, 30)^3}} = 1{,}58 \,.$$

Z *tab. 53*: $\sigma = 1{,}04$ až $2{,}6$ – axiální vrtulové čerpadlo.

b) $Y = 100\,\mathrm{J} \,.\, \mathrm{kg}^{-1}$;

$$\sigma = \frac{2 \,.\, \sqrt{\pi} \,.\, 12 \,.\, \sqrt{0{,}65}}{\sqrt{(2 \,.\, 100)^3}} = 0{,}65 \,,$$

$\sigma = 0{,}52$ až $1{,}04$ – diagonální čerpadlo.

c) $Y = 160\,\mathrm{J} \,.\, \mathrm{kg}^{-1}$;

$$\sigma = \frac{2 \,.\, \sqrt{\pi} \,.\, 15 \,.\, \sqrt{0{,}08}}{\sqrt{(2 \,.\, 160)^3}} = 0{,}2 \,,$$

$\sigma = 0{,}104$ až $0{,}26$ – radiální čerpadlo.

Příklad 2. Do jaké výšky vytlačí vodu jednostupňové radiální čerpadlo s těmito parametry: $D_2 = 300\,\mathrm{mm}$, $n = 25\,\mathrm{s}^{-1}$, $\psi = 1{,}05$?

Výtlačná výška $H = Y/g$, měrná energie $Y = \psi \,.\, u_2^2/2$;
obvodová rychlost

$$u_2 = \pi \,.\, D_2 \,.\, n = \pi \,.\, 0{,}3 \,.\, 25\,\mathrm{m} \,.\, \mathrm{s}^{-1} = 23{,}6\,\mathrm{m} \,.\, \mathrm{s}^{-1} \,,$$

$$Y = 1{,}05 \,.\, \frac{23{,}6^2}{2}\,\mathrm{J} \,.\, \mathrm{kg}^{-1} = 294\,\mathrm{J} \,.\, \mathrm{kg}^{-1} \,,$$

$$H = \frac{Y}{g} = \frac{294}{9{,}81}\,\mathrm{m} = 30\,\mathrm{m} \,.$$

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pro jaké pracovní podmínky (Q_V a Y) jsou vhodná čerpadla radiální, diagonální a axiální?
2. Na kterých veličinách je závislý příkon hydrodynamického čerpadla?
3. Jak souvisí geometrický tvar oběžného kola hydrodynamického čerpadla se součinitelem rychloběžnosti σ?

4. Vysvětlete, co je kavitace, jak vzniká a jaké jsou její důsledky.
5. Které hlavní faktory ovlivňují vznik kavitace?
6. Jak se liší postup při spouštění radiálního a axiálního čerpadla?
7. Kde budete hledat závadu, jestliže nelze čerpadlo spustit?
8. Co jsou to charakteristiky a jaký mají průběh u základních typů hydrodynamických čerpadel?
9. Na čem závisí měrná energie hydrodynamického čerpadla?
10. Jakou funkci má u hydrodynamického čerpadla difuzor?
11. Nakreslete, jak se bude lišit řez mezilopatkovým kanálem u radiálních čerpadel se $\sigma = 0{,}07$ a 0,47. Jak se budou u těchto čerpadel lišit základní parametry?
12. Nakreslete tvar vstupního a výstupního trojúhelníka rychlostí u radiálního čerpadla. Vysvětlete co značí jednotlivé vektory v obou trojúhelnících.
13. Napište obecnou průtokovou rovnici na vstupu a výstupu z oběžné lopatky.
14. Jednostupňové radiální čerpadlo má tyto parametry: $D_1 = 100\,\mathrm{mm}$, $D_2 = 200\,\mathrm{mm}$, $c_1 = 3\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}$, $n = 30\,\mathrm{s}^{-1}$, $Q_V = 15\,\mathrm{l}\,.\,\mathrm{s}^{-1} = 0{,}015\,\mathrm{m}^3\,.\,\mathrm{s}^{-1}$, $c_{m2} = 3{,}2\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}$, $k_1 = 0{,}85$, $k_2 = 0{,}9$, $\psi = 0{,}9$.
    a) Vypočítejte šířky mezilopatkových kanálů b_1 a b_2.
    b) Určete měrnou energii a dopravní výšku tohoto čerpadla.
15. Jak se zjistí úhel tečny k oběžné lopatce na její vstupní a výstupní hraně?
16. Čtyřstupňové radiální čerpadlo dopravuje vodu do výšky $H = 80\,\mathrm{m}$. Provozní otáčky $n = 25\,\mathrm{s}^{-1}$. Vypočítejte špičkovou rychlost oběžných kol a potřebný velký průměr kol D_2. Tlakový součinitel $\psi = 1{,}05$.
17. Nakreslete jednoduchým kruhovým obloukem zakřivení oběžné lopatky u radiálního čerpadla, je-li dáno: $\beta_1 = 20°$, $\beta_3 = 30°$, $D_1 = 80\,\mathrm{mm}$, $D_2 = 140\,\mathrm{mm}$.
18. Čím se liší čerpadla samonasávací od čerpadel normálních?
19. Podrobně rozeberte činitele, které ovlivňují výšku umístění radiálního čerpadla nad hladinou!
20. Jakou funkci má u čerpadla sací koš se zpětným ventilem a jak spouštíme čerpadlo, které zpětný ventil nemá?
21. Načrtněte, jak se zjistí sklon oběžné lopatky vrtulového čerpadla u náboje a na konci lopatky. Proč nebude sklon stejný?
22. Vysvětlete, proč musí být rotor vrtulového čerpadla při spouštění ponořen pod hladinu čerpané kapaliny?
23. Vrtulové čerpadlo má průměr náboje vrtule 200 mm a velký průměr vrtule 600 mm. Rychlost v sací trubce $c_0 = 3\,\mathrm{m}\,.\,\mathrm{s}^{-1}$. Vypočítejte objemový průtok vody, meridiánovou rychlost $c_m = c_1$ při průtoku vody vrtulí, provozní otáčky čerpadla, je-li dopravní výška 6 m a měrné otáčky $n_s = 800$, příkon čerpadla, je-li $\eta = 0{,}82$.

4.3 Ventilátory

4.3.1 Rozdělení ventilátorů

Ventilátory jsou rotační lopatkové stroje pro dopravu a stlačování plynů a par do 10^4 Pa. Ventilátory, které odsávají dopravovanou látku z určitého prostoru a pracují s podtlakem, se nazývají *exhaustory*.

Podle pracovního přetlaku dělíme ventilátory na *nízkotlaké* (Δp do 1 000 Pa), *středotlaké* (Δp = 1 000 až 4 000 Pa) a *vysokotlaké* (Δp = 4 000 až 10 000 Pa).

Podle směru proudění dopravované látky dělíme ventilátory na *radiální* (odstředivé) a *axiální* (osové).

Tvar oběžných kol ventilátorů v závislosti na součiniteli rychloběžnosti je v *tab. 55*.

Tab. 55. Oběžná kola ventilátorů

Radiální vysokotlaký	Radiální středotlaký	Radiální, bubnový nízkotlaký	Axiální nízkotlaký
$n_q < 25$ $\sigma < 0{,}16$	$n_q = 25$ až 75 $\sigma = 0{,}16$ až $0{,}48$	$n_q = 75$ až 200 $\sigma = 0{,}47$ až $1{,}27$	$n_q > 75$ $\sigma > 0{,}47$

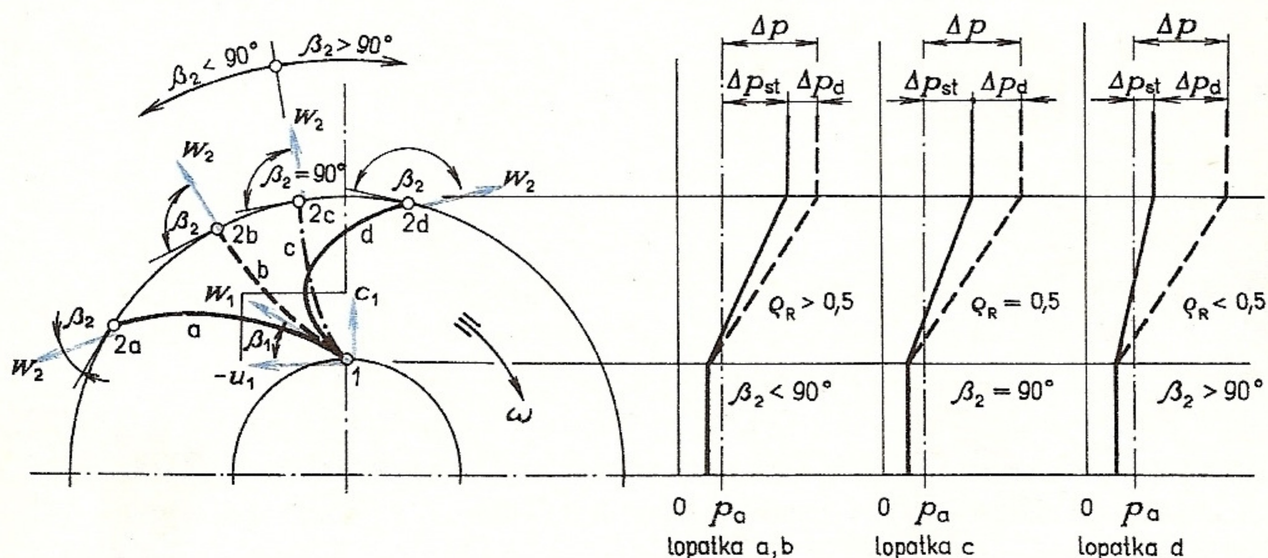
4.3.2 Radiální ventilátory

Celkový přetlak:

$$\Delta p = \Delta p_{st} + \Delta p_d ,$$

kde $\Delta p_{st} = \frac{1}{2}\varrho \,.\, (u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 + w_2^2)$ je statický přetlak,
$\Delta p_d = \frac{1}{2}\varrho \,.\, (c_2^2 - c_1^2)$ je dynamický přetlak.

Podle úhlu β_2 (úhel relativní rychlosti w_2) mohou být lopatky ventilátoru zakřiveny *dozadu* ($\beta_2 < 90°$), přitom mohou být *vypuklé* (a) nebo *vyduté* (b). Radiální lopatky mají $\beta_2 = 90°$ a lopatky zahnuté *dopředu* mají úhel $\beta_2 > 90°$. S rostoucím



Obr. 204. Druhy lopatek radiálního ventilátoru; poměr statického a dynamického přetlaku

úhlem β_2 roste i absolutní rychlost c_2 a s ní i dynamická tlaková složka Δp_d na úkor složky statické. Poměr statické složky Δp_{st} k celkovému přetlaku Δp se nazývá *stupeň reakce* ϱ_R – $(\Delta p_{st}/\Delta p = \varrho_R)$. Pro lopatky zahnuté dozadu je statická složka přetlaku větší než dynamická a $\varrho_R > 0{,}5$. U lopatek radiálních je $\Delta p_{st} = \Delta p_d = \frac{1}{2}\Delta p$ a $\varrho_R = 0{,}5$. U lopatek zahnutých dopředu je $\Delta p_d > \Delta p_{st}$ a $\varrho_R < 0{,}5$. Vzájemný vztah statické a dynamické složky pracovního přetlaku pro všechny základní typy lopatek je na *obr. 204*.

Při návrhu radiálního ventilátoru je nutno vycházet ze zkušeností získaných z již vyrobených, vyzkoušených a osvědčených strojů. Přitom je třeba veškeré teoretické předpoklady a výpočty stále ověřovat měřením a zkoušením vyrobených prototypů nebo jejich modelů.

Při předběžném návrhu volíme vstupní úhel relativní rychlosti $\beta_1 = 35°$.

Optimální vstupní průměr oběžného kola:

$$D_{1\,\mathrm{opt}} = 2\,.\sqrt{0{,}54\,.\frac{Q_V}{\omega}}\,.$$

Přetlak ventilátoru:

$$\Delta p = \tfrac{1}{2}\varrho\,.\,u_2^2\,.\,\psi\,,$$

kde ψ je tlakový součinitel, který závisí na zakřivení lopatek:

ψ = 0,7 až 1,2 – oběžné lopatky zahnuté dozadu,

ψ = 1,0 až 1,4 – radiální lopatky,

ψ = 1,6 až 2,3 – lopatky zahnuté dopředu.

Výstupní úhel relativní rychlosti β_2 je dán vztahem, který plyne z výstupního rychlostního trojúhelníku:

$$\mathrm{tg}\,\beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}\,,$$

kde c_{m2} je meridiánová rychlost $(c_{m2} \doteq c_1)$.

Složka c_{u2} se vypočítá ze vztahu:

$$\frac{c_{u2}}{u_2} = 0{,}92\,.\sqrt{\frac{D_1}{D_2}}\,.$$

Šířka mezilopatkového kanálu na vstupu se volí $b_1 = D_1/4{,}8$.

Šířka kanálu na výstupu se vypočítá z rovnice:

$$Q_V = \pi\,.\,D_2\,.\,b_2\,.\,c_{m2}\,.\,k_2\,,$$

kde k_2 je součinitel zmenšení průtočného průřezu lopatkami, bývá 0,85 až 0,95.

Počet lopatek stanovíme ze vztahu:

$$i = 8{,}5\,.\frac{\sin\beta_2}{1 - D_1/D_2}\,.$$

Příliš mnoho oběžných lopatek znamená velmi dobré vedení pracovního média

v mezilopatkových kanálech, ale velké ztráty třením. Při malém počtu lopatek je dopravovaná látka nedokonale vedena a účinnost ventilátoru rychle klesá. Radiální ventilátory mají 8 až 16 oběžných lopatek, bubnové až 60.

Příklad. Určete velikost úhlů β_1 a β_2, nakreslete v měřítku vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky, navrhněte tvar lopatek a vypočítejte celkový teoretický přetlak radiálního ventilátoru, je-li dáno: $D_1 = 90$ mm, $D_2 = 170$ mm, $n = 100\,\mathrm{s}^{-1}$, β_1 volen 35° ($\mathrm{tg}\,\beta_1 = 0{,}7$),

$$u_1 = \pi \,.\, D_1 \,.\, n = \pi \,.\, 0{,}09 \,.\, 100\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 28{,}3\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}},$$

$$\mathrm{tg}\,\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \Rightarrow c_1 = u_1 \,.\, \mathrm{tg}\,\beta_1 = 28{,}3 \,.\, 0{,}7\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 19{,}8\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}.$$

Na výstupu z oběžné lopatky bude platit:

$$c_{m2} = c_1 = 19{,}8\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}},$$

$$\frac{c_{u2}}{u_2} = 0{,}92 \,.\, \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} \Rightarrow c_{u2} = 0{,}92 u_2 \,.\, \sqrt{\frac{D_1}{D_2}},$$

$$u_2 = \pi \,.\, D_2 \,.\, n = \pi \,.\, 0{,}17 \,.\, 100\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 53{,}4\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}},$$

$$c_{u2} = 0{,}92 \,.\, 53{,}4 \,.\, \sqrt{\frac{90}{170}}\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 35{,}7\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}},$$

$$\mathrm{tg}\,\beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \frac{19{,}8}{53{,}4 - 35{,}7} = 1{,}125.$$

Z tabulek $\beta_2 = 48°\,20'$.

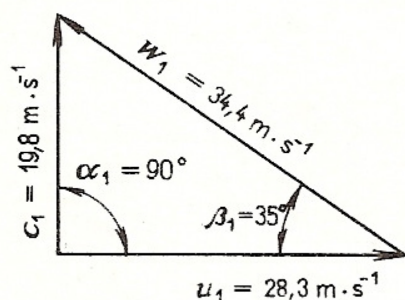
Potřebný počet oběžných lopatek:

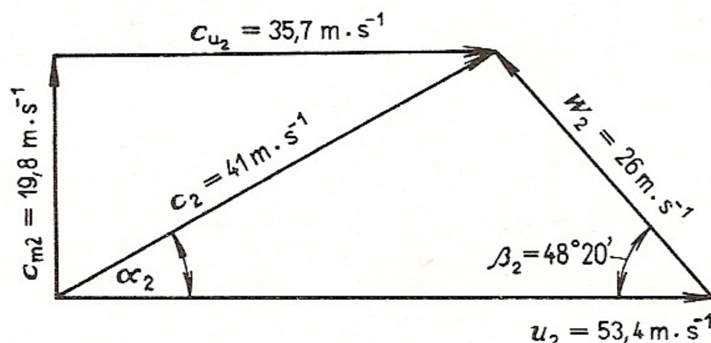
$$i = 8{,}5 \,.\, \frac{\sin \beta_2}{1 - D_1/D_2} = \frac{8{,}5 \,.\, 0{,}747}{1 - 0{,}53} = 14.$$

Roztečný úhel lopatek:

$$\varkappa = \frac{360°}{i} = \frac{360°}{14} = 25{,}7° = 25°\,42'.$$

měřítko: 1 mm ≙ 0,8 m . s⁻¹





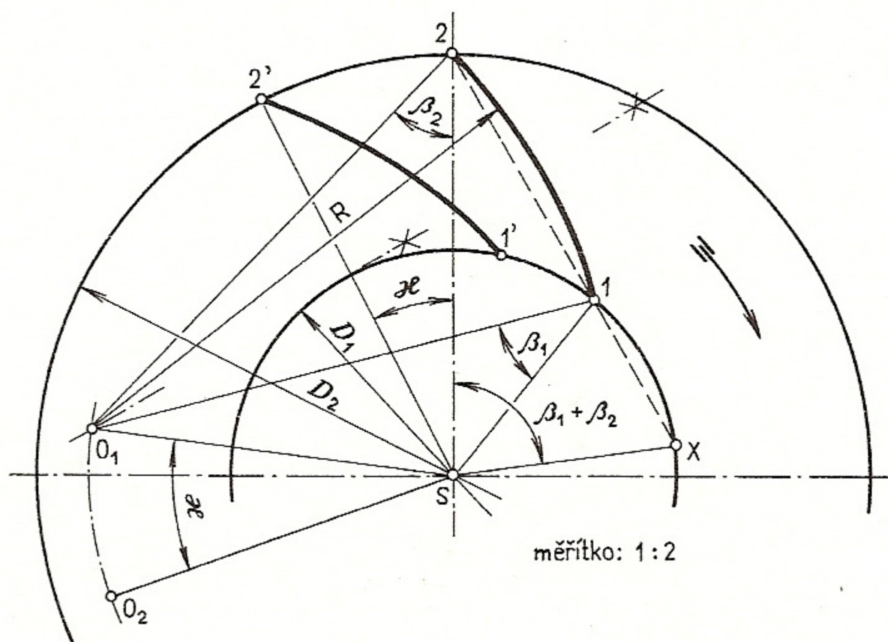
Obr. 205. Rychlostní trojúhelníky

Z rychlostních trojúhelníků *(obr. 205)* se určí rychlosti:

$u_1 = 28{,}3\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, $\quad u_2 = 53{,}4\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$,

$w_d = 34{,}4\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, $\quad w_2 = 26\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$,

$c_1 = 19{,}8\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, $\quad c_2 = 41\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$.



Obr. 206. Zakřivení lopatky

Celkový pracovní přetlak:

$$\Delta p = \tfrac{1}{2}\varrho\,.\,(u_2^2 - u_1^2) + \tfrac{1}{2}\varrho\,.\,(w_1^2 - w_2^2) + \tfrac{1}{2}\varrho\,.\,(c_2^2 - c_1^2) =$$
$$= 0{,}5\,.\,1{,}29\,.\,(53{,}4^2 - 28{,}3^2 + 34{,}4^2 - 26^2 + 41^2 - 19{,}8^2)\,\mathrm{Pa} = 2\,480\,\mathrm{Pa}\,,$$

$$\Delta p = 2\,480\,\mathrm{Pa}\,.$$

4.3.3 Axiální ventilátory

Axiální (osové) ventilátory se používají pro větší objemové průtoky a menší pracovní tlaky. Při řešení oběžných lopatek se často uvažuje konstantní úhel sklonu lopatek β. U větších strojů s delšími lopatkami se lopatka řeší jako šroubová plocha s proměnlivým úhlem β.

Protože u axiálního ventilátoru je $u_1 = u_2$, bude celkový pracovní teoretický přetlak dán vztahem

$$\Delta p = \tfrac{1}{2}\varrho\,.\,(w_1^2 - w_2^2) + \tfrac{1}{2}\varrho\,.\,(c_2^2 - c_1^2)\,.$$

Ke zvětšení statické složky celkového přetlaku slouží difuzor, v němž se část dynamické složky přetlaku změní na statickou (část kinetické energie proudícího média se změní v energii tlakovou).

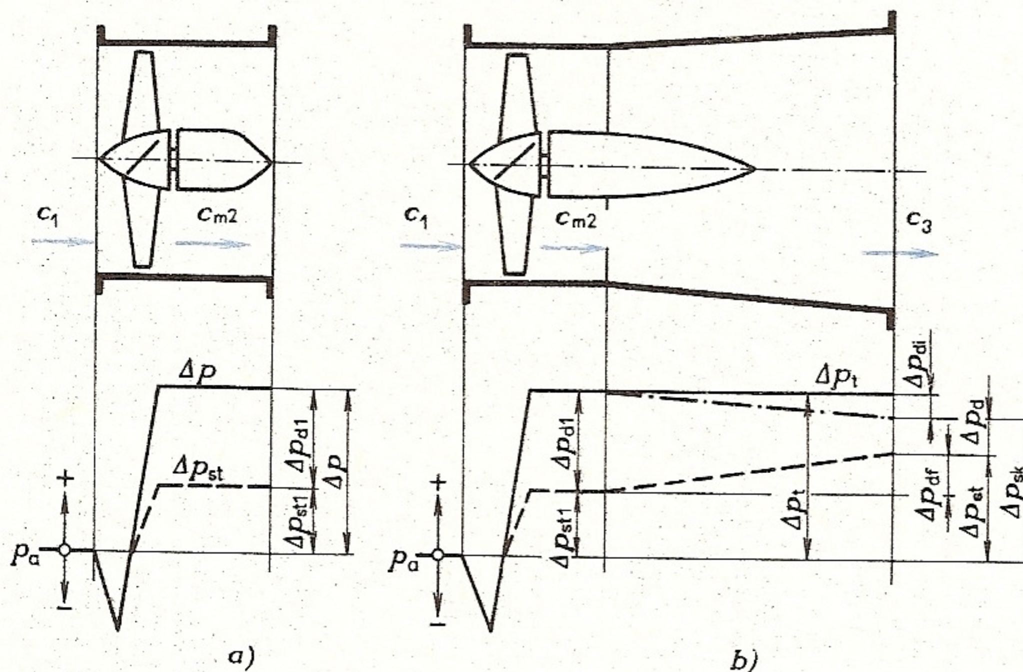
Průběh tlaku u axiálního ventilátoru bez difuzoru je na *obr. 207a*, u ventilátoru s difuzorem je na *obr. 207b*.

Připojením difuzoru se získá statický přetlak:

$$\Delta p_{df} = \tfrac{1}{2}\varrho \cdot (c_2^2 - c_3) .$$

Celkový skutečný přetlak je však menší o ztráty v difuzoru Δp_{di}:

$$\Delta p_{sk} = \Delta p_t - \Delta p_{di} = \Delta p_{st} + \Delta p_d .$$



Obr. 207. Tlakové poměry u axiálního ventilátoru
a) bez difuzoru, *b*) s difuzorem

U normálního přetlakového axiálního ventilátoru je meridiánová rychlost c_m konstantní a relativní rychlost $w_1 > w_2$. Zvláštním typem jsou rovnotlakové ventilátory, u nichž se meridiánová rychlost zvětšuje a relativní rychlost $w_1 = w_2$. Zde se pouze urychluje proudící médium, ale pracovní přetlak je nulový. Vzájemné porovnání rychlostních a tlakových poměrů u přetlakového a rovnotlakového axiálního ventilátoru je na *obr. 208.*

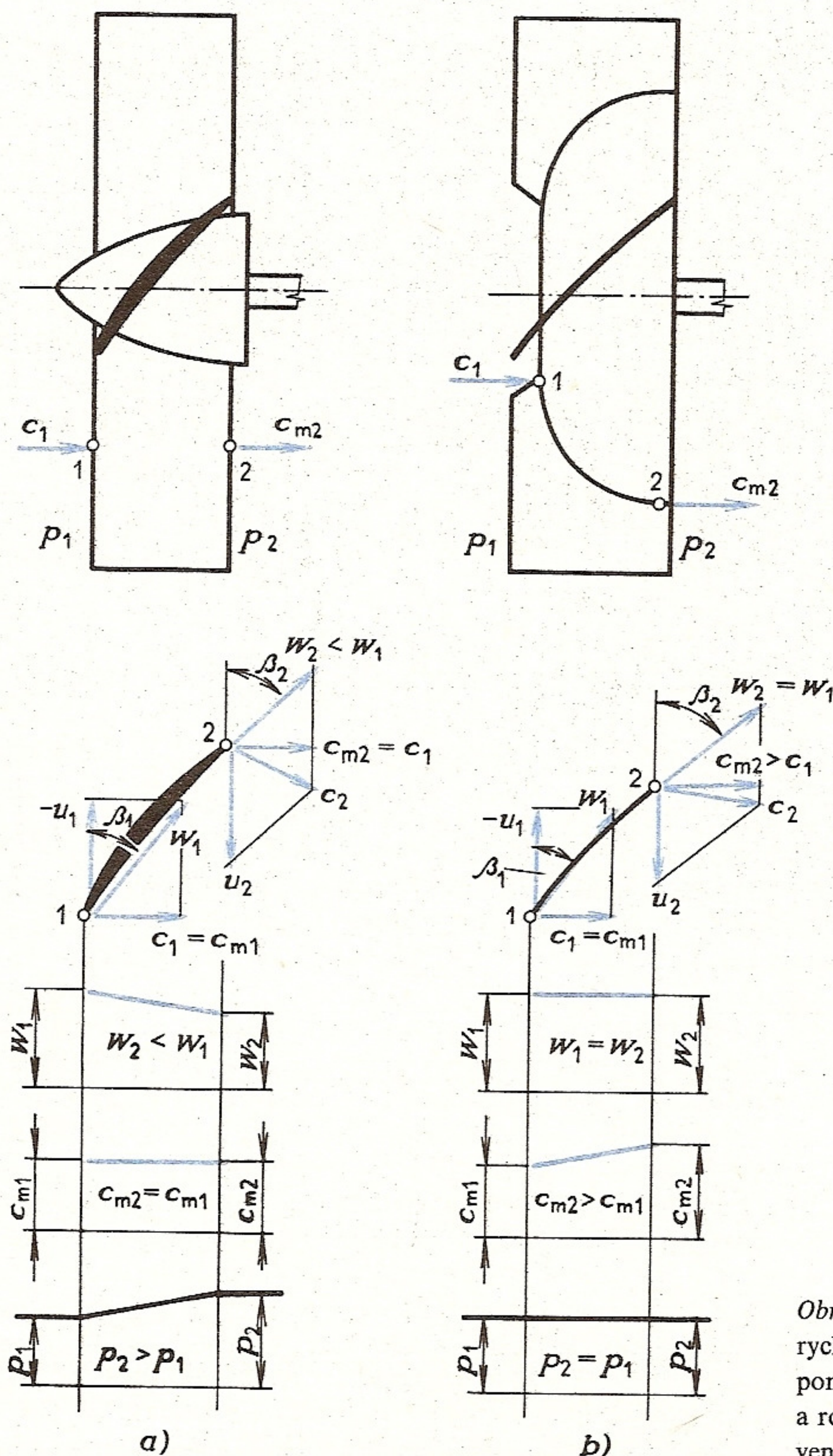
U rovnotlakových ventilátorů není takové nebezpečí odtržení proudícího média od povrchu oběžné lopatky jako u ventilátorů přetlakových. Proto vystačí jednoduché plechové lopatky. Má-li se získat určitý statický přetlak, připojí se difuzor. Difuzor se musí rozšiřovat pozvolna. Úhel rozevření bývá 5 až 12°. Při větších úhlech nastane odtržení proudu od stěn difuzoru, spojené s většími ztrátami (horší účinnost).

4.3.4 Výroba ventilátorů v ČSSR

Výrobu ventilátorů zabezpečují Závody na výrobu vzduchotechnických zařízení, n. p. (ZVVZ), se svými závody v Milevsku, Prachaticích, Liberci a v Novém Mestě nad Váhom. Mimoto se zabývají výrobou speciálních ventilátorů i jiné podniky,

např. ventilátory z novoduru k odsávání výparů z agresívních plynů, louhů a kyselin vyrábí n. p. Fatra v Chropyni, speciální ventilátory ke spodnímu dmýchání vzduchu do kotlů vyrábí Sigma Slatina, k. p., Brno atd.

Axiální ventilátory k větrání dolů a prostorů, kde se vyrábějí, používají nebo uskladňují hořlavé a výbušné látky, vyrábí n. p. ZVVZ Nové Mesto nad Váhom. Univerzální radiální ventilátory k odsávání a dmýchání vzdušin pro prostředí, kde není nebezpečí výbuchu, a vysokootáčkové ventilátory vyrábí n. p. ZVVZ v Li-



Obr. 208. Porovnání rychlostních a tlakových poměrů u přetlakového a rovnotlakého axiálního ventilátoru

berci-Vesci. Výrobcem radiálních ventilátorů jednostranně a oboustranně sacích je n. p. ZVVZ Milevsko, závod Prachatice. Axiální ventilátory rovnotlakové a přetlakové vyrábí n. p. ZVVZ Milevsko.

Porovnání parametrů radiálního a axiálního ventilátoru je v *tab. 56.*

Tab. 56. Porovnání radiálního a axiálního ventilátoru

Stejné parametry: $Q_V = 10\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$	$\Delta p = 1\,000\ \mathrm{Pa}$	$\varrho = 1{,}2\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$
Rozdílné parametry	Radiální	Axiální
průměr oběžného kola D (mm)	1 600	710
otáčky n ($\mathrm{min^{-1}}$)	500	1 480
obvodová rychlost v ($\mathrm{m \cdot s^{-1}}$)	42	55
hmotnost m (kg)	4 000	650
moment setrvačnosti I ($\mathrm{kg \cdot m^2}$)	600	7
velikost	D radiální	D axiální

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pro jaké provozní podmínky jsou vhodné radiální a axiální ventilátory?
2. Čím se liší (konstrukčně i provozně) ventilátor od turbodmýchadla?
3. Vysvětlete, co je součinitel rychloběžnosti?
4. Co je špičková rychlost a v jakém vztahu je k celkovému pracovnímu přetlaku ventilátoru?
5. Na čem je závislý příkon ventilátoru?
6. Vysvětlete, co je stupeň reakce u ventilátoru?
7. Nakreslete charakteristiky pro radiální a axiální ventilátor. Čím se od sebe tyto charakteristiky liší?
8. Jakým způsobem je možné regulovat ventilátory?
9. Určete, který ventilátor (radiální či axiální) bude vhodný ke stlačování a dopravě vzduchu na $\Delta p = 3\,000$ Pa, při $Q_V = 125 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$, $\varrho = 1{,}3\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$ a $n = 46{,}7\ \mathrm{s^{-1}}$ ($2\,800\ \mathrm{min^{-1}}$).
10. Vypočítejte příkon ventilátoru, je-li dáno: $Q_V = 126 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{m^3 \cdot s^{-1}}$, $\Delta p = 2\,470$ Pa, $\eta = 0{,}78$.
11. Napište výraz pro statický přetlak radiálního ventilátoru.
12. Napište výraz pro dynamický přetlak radiálního ventilátoru.
13. Nakreslete možná zakřivení oběžných lopatek radiálního ventilátoru. Čím se budou od sebe po provozní stránce lišit ventilátory s různě zakřivenými lopatkami?
14. Vypočítejte stupeň reakce u radiálního ventilátoru a rozhodněte, jak budou zakřiveny oběžné lopatky, je-li $u_1 = 28{,}3\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $u_2 = 53{,}4\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $w_1 = 34{,}4\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $w_2 = 26\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $c_1 = 19{,}8\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $c_2 = 41\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$, $\varrho = 1{,}29\ \mathrm{kg \cdot m^{-3}}$.
15. Vypočítejte šířky mezilopatkového kanálu na vstupu a na výstupu u radiálního ventilátoru, je-li

dáno: $Q_V = 126 . 10^{-3}\,m^3 . s^{-1}$, $D_1 = 90\,mm$, $D_2 = 170\,mm$, $c_1 = c_{m2} = 19{,}8\,m . s^{-1}$, $k_1 = 0{,}92$, $k_2 = 0{,}95$.

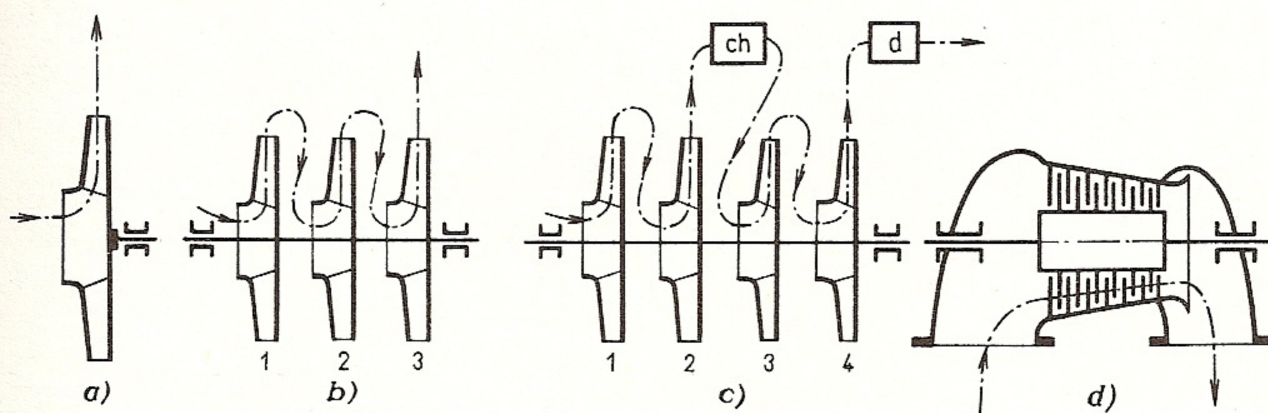
16. Napište výraz pro statický přetlak axiálního ventilátoru.
17. Čím se liší statický přetlak axiálního a radiálního ventilátoru?
18. Jaký význam má difuzor u axiálního ventilátoru?
19. Čím se od sebe liší konstrukčně i provozně axiální ventilátory přetlakové a rovnotlakové?
20. Nakreslete a vysvětlete, jak se zjistí sklon oběžné lopatky u axiálního ventilátoru?

4.4 Turbodmýchadla a turbokompresory

4.4.1 Rozdělení, průběh komprese

Ventilátory pracují do maximálního pracovního přetlaku 10^4 Pa. Stroje, které vyvinou větší přetlak se nazývají *turbodmýchadla*. Jestliže je vybavíme vnějšími mezistupňovými chladiči (mezichladiči), což se využívá při stlačování plynů na střední a vyšší tlaky, nazýváme tyto stroje *turbokompresory*.

Turbodmýchadla mohou být *jednostupňová* (jednokolová) nebo *vícestupňová* (vícekolová). Turbokompresor má vždy větší počet stupňů. Turbokompresory i turbodmýchadla mohou být radiální nebo axiální. U axiálních strojů se používá název turbokompresor, i když nemá vnější mezichladiče (*obr. 209*).



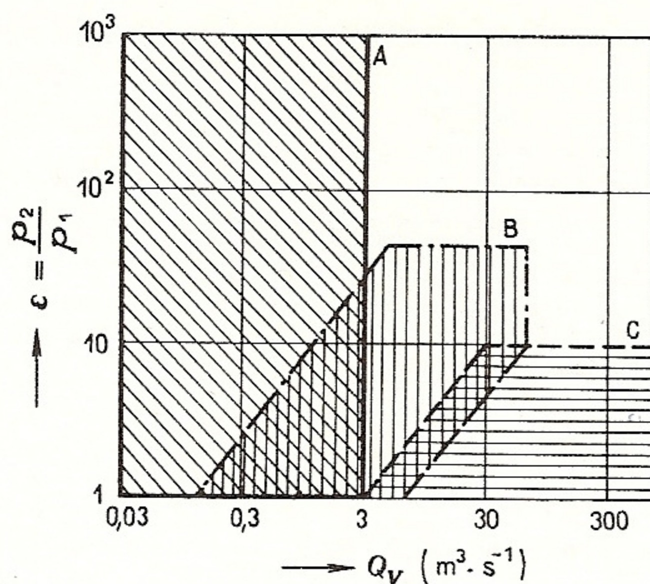
Obr. 209. Turbodmýchadla a turbokompresory
a) jednostupňové radiální turbodmýchadlo, *b*) třístupňové radiální turbodmýchadlo, *c*) čtyřstupňový radiální turbokompresor s mezichladičem mezi druhým a třetím stupněm a s dochlazovákem, *d*) axiální turbokompresor

Hospodárné použití radiálních a axiálních turbokompresorů v porovnání s pístovými kompresory je na *obr. 210*.

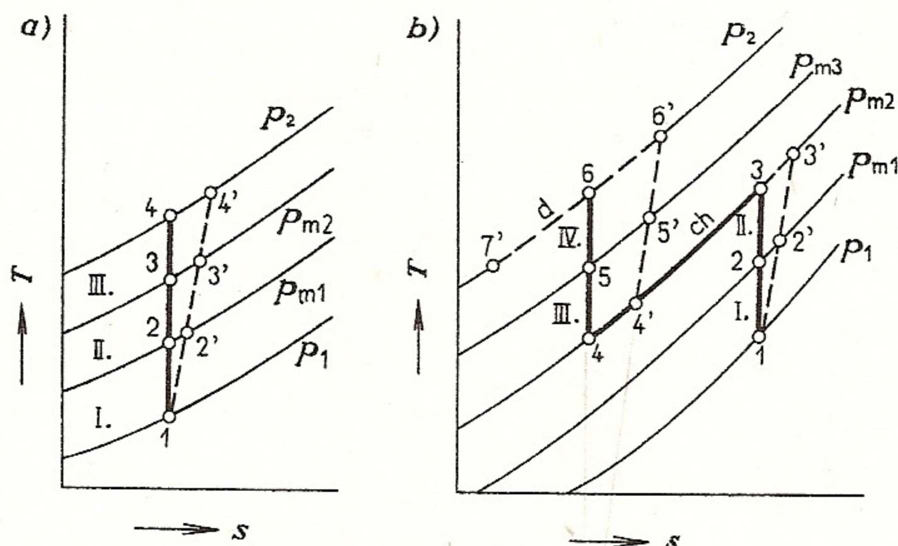
Pístové stroje jsou vhodné pro nejvyšší tlaky. Radiální stroje pro střední a vyšší tlaky a větší objemový průtok než stroje pístové. Pro největší objemové průtoky a poměrně malé tlaky jsou nejvhodnější stroje axiální.

Průběh komprese

Teoretický a skutečný průběh komprese u nechlazeného stroje je na *obr. 211a* a u stroje s mezichladičem na *obr. 211b*. Zařazením dochlazovače je možné podstatně snížit teplotu plynu vystupujícího z turbokompresoru.



Obr. 210. Oblast použití pístových kompresorů (*A*), radiálních turbokompresorů (*B*) a axiálních strojů (*C*)



Obr. 211. Průběhy komprese
a) v třístupňovém turbodmýchadle, *b*) ve čtyřstupňovém turbokompresoru

4.4.2 Radiální turbodmýchadla a turbokompresory

Konstrukce oběžného kola je podobná jako u radiálních ventilátorů. Turbodmýchadla pro menší pracovní přetlaky jsou obvykle bez difuzoru, pro větší přetlaky s difuzorem. Průběh tlaků je na *obr. 212*.

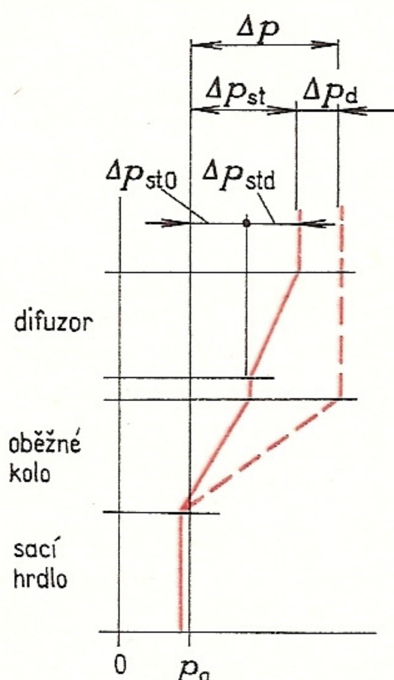
Podobně jako u ventilátorů platí, že pracovní přetlak vyvinutý jedním stupněm je

$$\Delta p = \tfrac{1}{2}\psi \cdot \varrho \cdot u_2^2$$

a stupeň reakce

$$\varrho_R = \frac{\Delta p_{st}}{\Delta p} .$$

Pro tvar lopatek platí stejné podmínky jako u ventilátorů. Dáváme přednost lopatkám zahnutým dozadu ($\varrho_R > 0,5$); u strojů s vysokými špičkovými rychlostmi lopatkám radiálním ($\varrho_R = 0,5$).



Obr. 212. Rychlostní a tlakové poměry v radiálním stupni

Příklad 1. Jaké provozní otáčky musí mít jednostupňové turbodmýchadlo, které má vyvinout celkový pracovní přetlak $\Delta p = 30\,000$ Pa, je-li $\psi = 1,4$, $\varrho = 1,3\,\mathrm{kg\,.\,m^{-3}}$ a $D_2 = 575$ mm.

$$\Delta p = \tfrac{1}{2}\psi\,.\,\varrho\,.\,u_2^2 \Rightarrow u_2\,,$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\,\Delta p}{\psi\,.\,\varrho}} = \sqrt{\frac{2\,.\,30\,000}{1,4\,.\,1,3}}\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 181\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}\,,$$

$$u_2 = \pi\,.\,D_2\,.\,n \Rightarrow n = \frac{u_2}{\pi\,.\,D_2} = \frac{181}{\pi\,.\,0,575}\,\mathrm{s^{-1}} = 100\,\mathrm{s^{-1}}\,.$$

Jednostupňové turbodmýchadlo bude mít provozní otáčky $n = 100\,\mathrm{s^{-1}}$.

Příklad 2. Vypočítejte příkon čtyřstupňového turbokompresoru, je-li dáno: $Q_V = 0,1\,\mathrm{m^3\,.\,s^{-1}}$, $\eta_m = 0,86$, $p_1 = 10^5$ Pa, $p_2 = 11\,.\,10^5$ Pa, polytropický exponent $n = 1,3$.

$$\varepsilon = \sqrt[4]{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt[4]{\frac{11\,.\,10^5}{10^5}} = 1,82\,,$$

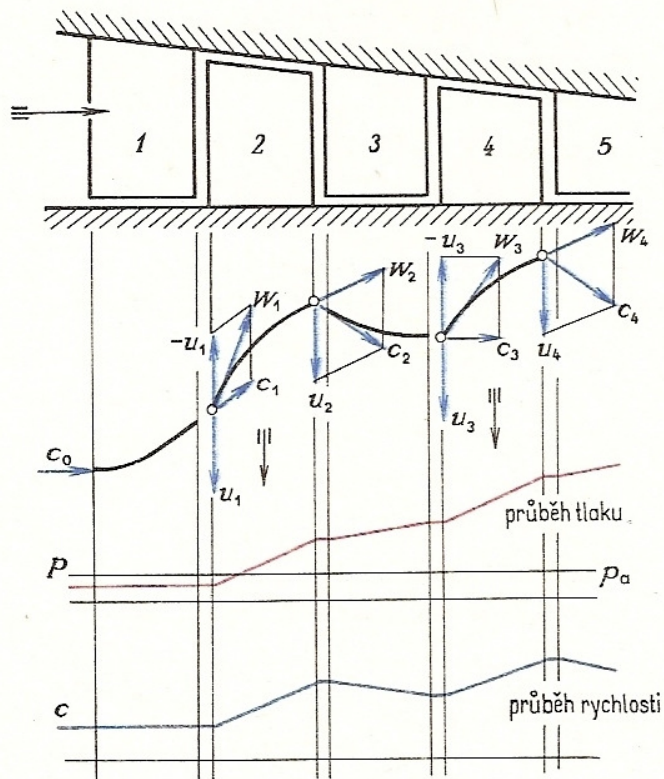
$$P = i\,.\,Q_V\,.\,p_1\,.\,\frac{n}{n-1}\,.\left(\varepsilon^{(n-1)/n} - 1\right).\frac{10^{-3}}{\eta_m} =$$

$$= 4\,.\,0,1\,.\,10^5\,.\,\frac{1,3}{0,3}\,.\,(1,15 - 1)\,.\,\frac{10^{-3}}{0,86}\,\mathrm{kW} = 30,2\,\mathrm{kW}\,.$$

Příkon turbokompresoru bude 30,2 kW.

4.4.3 Axiální turbokompresory

Jsou vždy vícestupňové. V jednom pracovním stupni se zde získá poměrně malý rozdíl tlaku, proto se pro větší provozní přetlaky konstruují stroje s velkým počtem lopatkových řad.



Obr. 213. Rychlostní a tlakové poměry v axiálním stroji

Tab. 57. Porovnání radiálních a axiálních turbokompresorů

	Použitelnost	
radiální axiální	do $\Delta p = 60$ MPa; do $\Delta p = 5$ MPa;	$Q_V = 60\ m^3 . s^{-1}$ $Q_V = 300\ m^3 . s^{-1}$
velikost ($p_2/p_1 = 3$)	radiální axiální	
Průtok v sání Q_V ($m^3 . s^{-1}$)	Poměr hmotností m_r/m_a	Poměr cen C_r/C_a
10	1,30	0,90
20	1,45	0,95
30	1,70	1,10
40	1,95	1,35
50	2,25	1,65

Se zřetelem na proměnlivou obvodovou rychlost podél lopatky bývají lopatky šroubovité s měnícím se úhlem β_1 tak, aby vstup stlačované látky byl bez rázu.

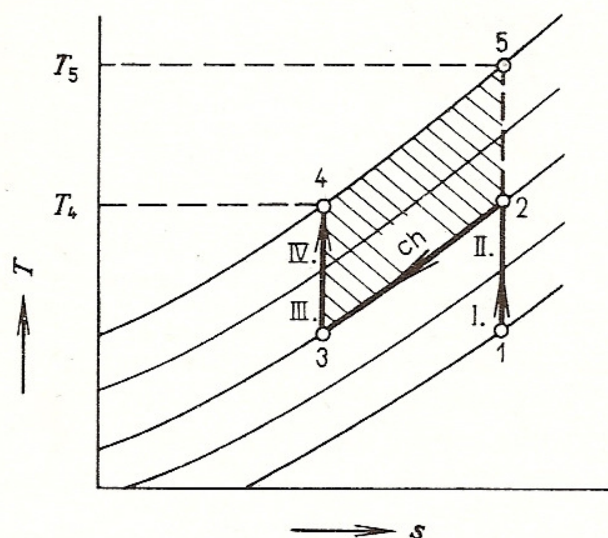
U axiálních turbokompresorů se střídají oběžné lopatky s pevnými lopatkami statorovými (axiální difuzory). Před první řadou oběžných lopatek bývá předřazen pevný věnec naváděcích lopatek, tzv. vstupní stator, který usměrní správným směrem proudící látku na první řadu oběžných lopatek. Rychlostní poměry a tvar lopatek viz *obr. 213*.

Porovnání radiálních a axiálních turbokompresorů je v *tab. 57*.

4.4.4 Chlazení a pohon turbokompresorů

U turbokompresorů rozlišujeme *vnitřní chlazení*, které je provedeno tak, že ve skříni stroje je soustava kanálů, jimiž protéká chladicí voda (plášťové chlazení) a *vnější chlazení*, kdy se připojují mezistupňové chladiče (mezichladiče) vně stroje. Další způsob je vstřikování vhodné kapaliny do stlačovaného plynu. Nastává prudké odpaření vstřikované kapaliny, potřebné výparné teplo se odnímá ohřátému stlačovanému plynu, jehož teplota se tím sníží. Převážně se používá vnější chlazení (mezichladiče).

Zařazením mezichladiče se uspoří značná část energie a zlepší se celkový teplotní režim stroje. Vystupující plyn má podstatně nižší teplotu. Zlepší se také podmínky pro mazání stroje. Na *obr. 214* je teoretický průběh komprese u čtyřstupňového turbokompresoru s mezichladičem mezi 2. a 3. stupněm (T_5 je teplota vystupujícího



Obr. 214. Komprese u nechlazeného a chlazeného stroje
CH – chlazení mezi 2. a 3. stupněm

plynu v případě, že by stroj neměl zařazený mezichladič, T_4 – teplota vystupujícího plynu u stroje s mezichladičem). Příčný řez turbokompresorem s mezistupňovým chladičem je na *obr. 215*.

K pohonu turbokompresorů a turbodmýchadel slouží různé hnací jednotky.

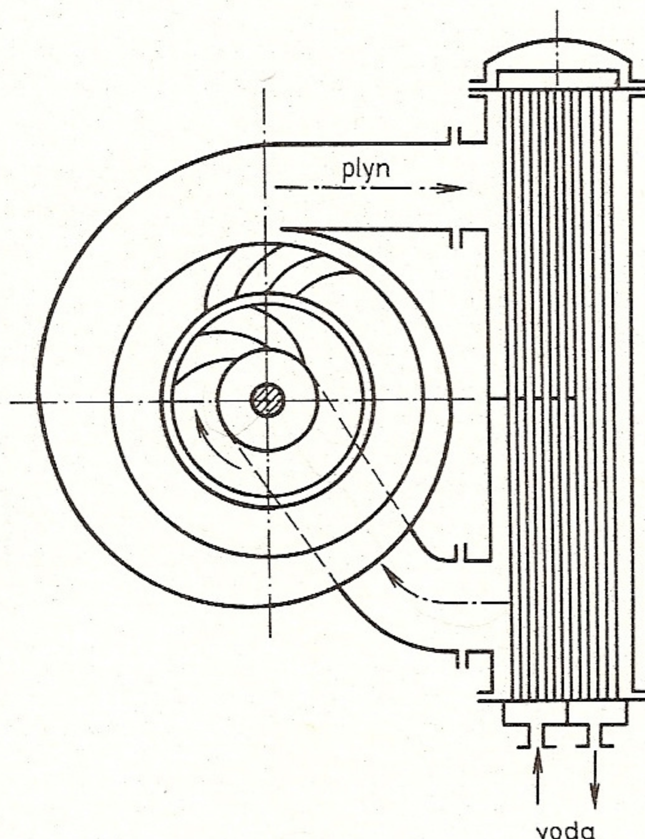
1. Pohon parní turbínou

Proti pohonu elektromotorem je nevýhodou větší konstrukční složitost a větší

provozní a udržovací náročnost. Výhodou je snadná regulace množství stlačované vzdušiny změnou provozních otáček.

2. Pohon plynovou turbínou

Pořizovací náklady u plynové turbíny jsou menší než u turbíny parní (odpadá složitá a drahá kotelna), také je mnohem menší spotřeba vody (pouze k chlazení). Proti pohonu elektromotorem je však náročnější obsluha a menší provozní spolehlivost. Uplatnění tohoto způsobu pohonu je výhodné tam, kde je k dispozici vhodné palivo (např. u kompresorových stanic tranzitních plynovodů apod.).



Obr. 215. Příčný řez radiálním turbokompresorem s mezichladičem

3. Pohon elektromotorem

Výhody: poměrně malé pořizovací i provozní náklady a velká provozní spolehlivost. Nevýhody: poměrně nízké otáčky, takže bývá vložena převodovka s převodem do rychla.

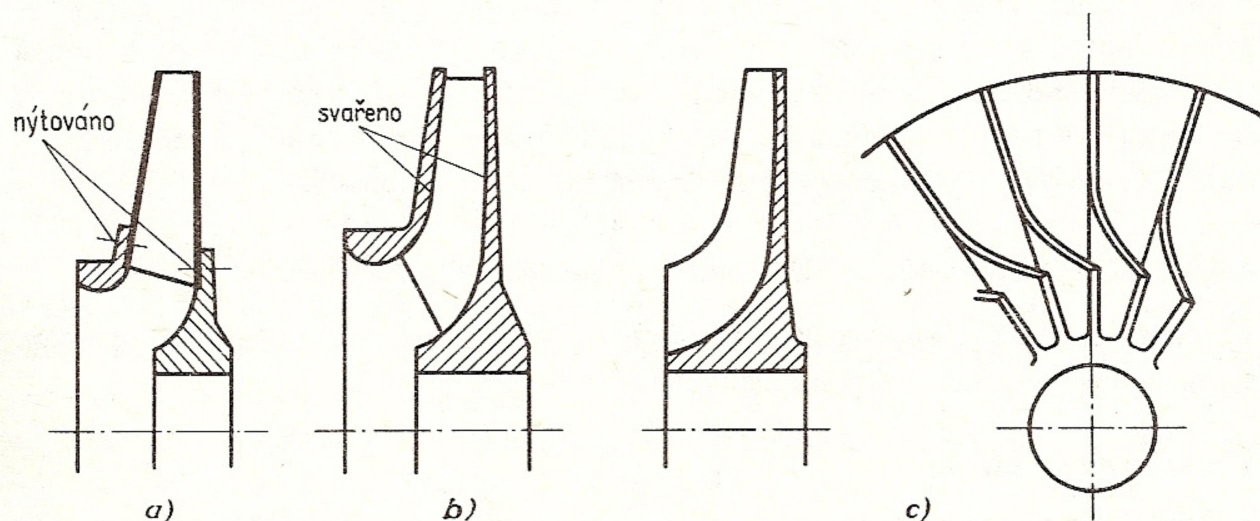
4.4.5 Konstrukce turbodmýchadel a turbokompresorů

Oběžná kola

Oběžná kola mají buď lopatky přivařené k nosnému a krycímu kotouči (*obr. 216b*), nebo zejména pro menší obvodové rychlosti (pod 160 m . s^{-1}) bývá oběžné kolo nýtované (*obr. 216a*). Pro nejvyšší obvodové rychlosti (přes 300 m . s^{-1}) je oběžné kolo z jednoho kusu s oběžnými lopatkami, které jsou frézované. U těchto kol často chybí krycí kotouč (*obr. 216c*).

Hřídel

Rozhodujícím činitelem při návrhu hřídele jsou kritické otáčky, které se musí od provozních lišit nejméně o ± 20 %. Podobně jako u parních turbín může být rotor turbokompresoru tuhý ($n_k > 1{,}2n$) nebo elastický ($n_k < 0{,}8n$). Mimoto musí hřídel vyhovovat pevnostním podmínkám při kombinovaném namáhání (krut + + ohyb).



Obr. 216. Oběžná kola turbodmýchadel a turbokompresorů
a) nýtované kolo, *b*) svařované kolo, *c*) kolo vyfrézované z jednoho kusu

Skříň

Skříň turbokompresoru je vodorovně dělena. Obě části jsou spojeny předepjatými šrouby. Při montáži se používají tzv. montážní svíčky ke správnému vedení a usazení horní poloviny skříně na spodní. Při demontáži se horní polovina skříně odtlačí od spodní části několika odtlačovacími šrouby.

Mezistěny

Oddělují od sebe jednotlivé tlakové stupně turbokompresoru. Z montážních důvodů jsou mezistěny děleny na dvě poloviny. V mezistěnách jsou difuzorové lopatky. V otvoru mezistěny je ucpávka oddělující jednotlivé stupně.

Ložiska

Radiální ložiska bývají obvykle kluzná s hydrodynamickým mazáním. Dovolené tlaky jsou 0,5 až 0,8 MPa.

Axiální ložisko bývá segmentové se samonastavitelnými segmenty. Dovolený tlak je 2,5 MPa. Zachycuje pouze menší část axiální síly rotoru, větší část je vyrovnávána odlehčovacím kotoučem.

Spojky

Hřídel hnacího motoru a hřídel převodovky se spojují pevnou kotoučovou spojkou, výstupní hřídel převodovky se obvykle spojuje s rotorem turbokompresoru

pružnou spojkou. Pro menší kroutící momenty se používají pružné spojky, pro větší vyrovnávací zubové spojky.

Ucpávky

Pro vnitřní i vnější utěsnění slouží převážně *labyrintové* (břitové) *ucpávky*. Ucpávkou proudí stále určité malé množství stlačovaného plynu (ucpávka je zahlcena dopravovanou vzdušinou). Tam, kde by unikající látka znečišťovala ovzduší strojovny a ohrožovala zdraví obsluhy, dělá se ucpávka s přisáváním vzduchu. Komora ucpávky je spojena potrubím se sacím hrdlem stroje, a tím je v ní stále udržován podtlak. Je-li nutné oddělit stlačovanou látku od okolního prostředí, není možno použít ucpávku s přisáváním, ale použije se hermetická ucpávka.

4.4.6 Provoz turbodmýchadel a turbokompresorů, výroba v ČSSR

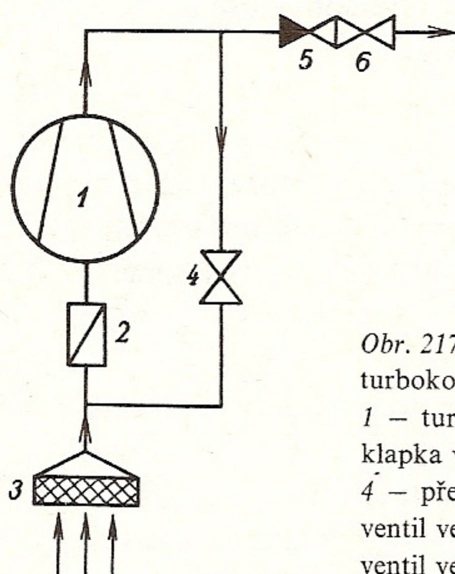
U těchto strojů rozlišujeme čtyři základní provozní fáze, tj. příprava na spuštění stroje, spouštění, zatěžování a odstavování stroje.

Příprava na spouštění

Před uvedením stroje do provozu se nejprve spustí pomocné olejové čerpadlo a otevřou se ventily průtoku chladicí vody v mezichladičích.

Spouštění (obr. 217)

Uzavírací ventil ve výtlaku je uzavřen, škrticí klapka v sání je přivřena (sníží se potřebný výkon v období rozbíhání). Přepouštěcí ventil je otevřen. Jestliže se při



Obr. 217. Spouštění turbokompresoru
1 – turbokompresor, *2* – škrticí klapka v sání, *3* – filtr, *4* – přepouštěcí ventil, *5* – zpětný ventil ve výtlaku, *6* – uzavírací ventil ve výtlaku

rozbíhání překračují kritické otáčky, musí to být co nejrychleji a teprve potom se zvolna zvyšují otáčky stroje. Stroj se nechá několik minut běžet, aby se prohřál, vyrovnalo se vnitřní pnutí a promazala se ložiska.

Zatěžování

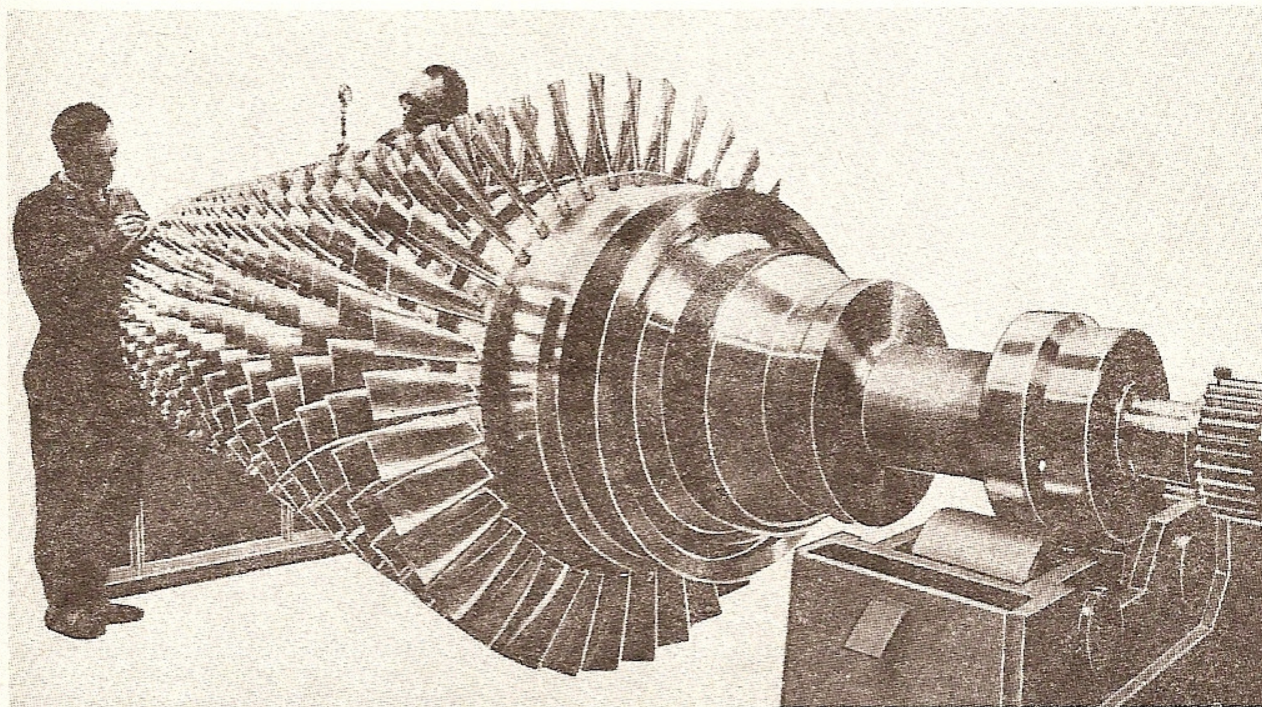
Nejprve se otevře uzavírací ventil ve výtlaku. Zatěžování se uskuteční pozvolným otevíráním škrticí klapky v sání. Přepouštěcí ventil se uzavře, nebo je automaticky ovládán regulačním okruhem proti pumpování. Jakmile stroj dosáhne provozního tlaku v připojeném potrubí, otevře se zpětná klapka a stroj začne dodávat stlačený plyn do výtlačného potrubí.

Odstavení turbokompresoru

Stroj se zastaví tak, že se otevře přepouštěcí ventil a uzavře se ventil ve výtlaku. Potom se přivře škrticí klapka v sání a vypne hnací motor. Při dobíhání jsou ložiska stroje mazána pomocným olejovým čerpadlem, které má samostatný pohon. Zapíná se automaticky při poklesu tlaku oleje v mazacím okruhu.

Podobně jako parní turbíny jsou některé velké turbokompresory, u nichž by se mohl při chladnutí stroje ve fázi dobíhání deformovat rotor, vybaveny mechanickým protáčecím zařízením. Po zastavení stroje se ponechá ještě chvíli v chodu pomocné olejové čerpadlo a chladič mazacího oleje.

Sleduje se také doba doběhu stroje, její zkrácení znamená závadu buď v některém ložisku, v převodovce, nebo v ucpávce.



Obr. 218. Rotor axiálního turbokompresoru n. p. ČKD Praha, závod Kompresory

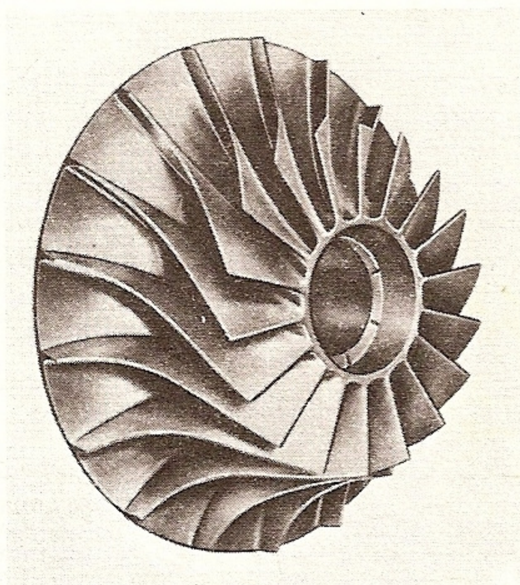
V ČSSR vyrábí radiální a axiální turbokompresory a turbodmýchadla k různým účelům o. p. ČKD Praha, závod Kompresory. Pro doly a průmyslové závody vyrábí velké stroje s objemovým průtokem od 5 000 do 150 000 $m^3 . h^{-1}$ a pracovním tlakem 0,7 až 0,9 MPa, turbodmýchadla pro hutní průmysl s objemovým průtokem 50 000 až 270 000 $m^3 . h^{-1}$ při pracovním tlaku 0,18 až 0,38 MPa. Dále vyrábí

chladicí turbokompresory propanové, etanové a freonové, axiální kompresory pro spalovací turbíny, pro chemický průmysl, k aerodynamickým tunelům a pro potřebu jaderných elektráren.

Významnými výrobky jsou speciální turbokompresory pro tranzitní plynovody (pohon plynovou turbínou). Závod ČKD Kompresory vyrábí dále např. speciální vysokotlaké turbokompresory pro výrobu čpavku, jednokolové radiální turbokompresory pro biologické čistírny odpadních vod, pro chemický a potravinářský průmysl, speciální turbokompresory na nitrózní plyny vyrobené z nerezavějících materiálů, turbokompresory na kyslík atd.

Plnicí turbodmýchadla pro přeplňování vznětových motorů vyrábí n. p. První brněnská strojírna ZKG. Tato turbodmýchadla jsou poháněna plynovou turbínou napojenou na výfukové potrubí motoru. Některé vyráběné typy jsou uvedeny v kapitole 4.8.

V poslední době byl v ČKD Kompresory vyzkoušen nový typ turbokompresoru s otevřenými diagonálními koly bez krycího kotouče. Tím se zlepšil přístup do průtočné části při čištění (*obr. 219*).



Obr. 219. Diagonální oběžné kolo turbokompresoru n. p. ČKD Praha, závod Kompresory

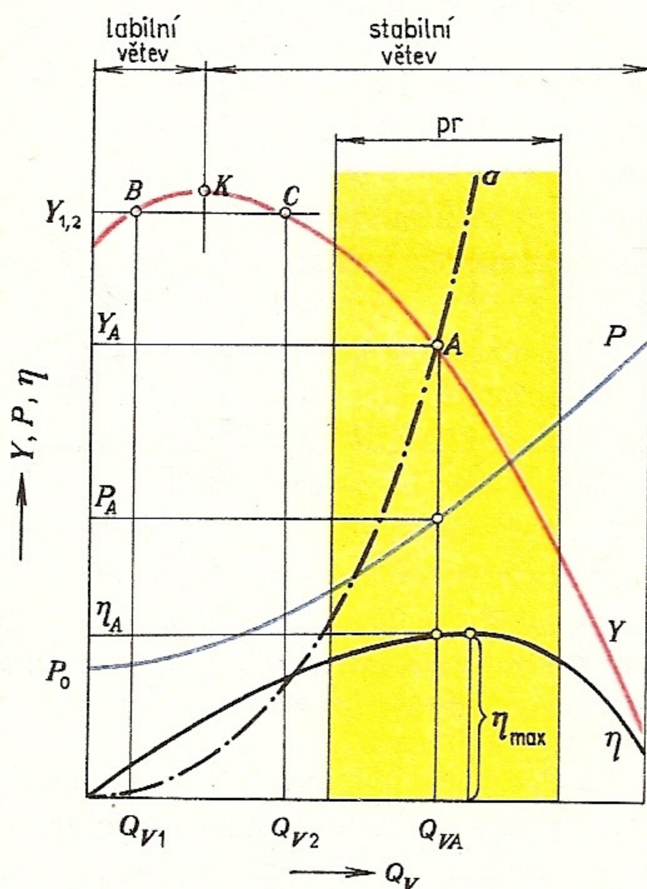
OTÁZKY A ÚKOLY

1. Pro jaké provozní parametry jsou vhodné pístové kompresory a radiální nebo axiální turbokompresory?
2. Jak velký pracovní přetlak vyvine dvoustupňové radiální turbodmýchadlo, je-li dáno: $D_2 = 500\,\mathrm{mm}$, $\psi = 1{,}2$, $\varrho = 1{,}3\,\mathrm{kg\,.\,m^{-3}}$, $n = 70\,\mathrm{s^{-1}}$.
3. Nakreslete tvar lopatek oběžného kola a difuzoru u radiálního turbokompresoru.
4. Nakreslete průběh komprese v diagramu *T–s* u šestistupňového turbokompresoru s chladičem mezi 3. a 4. stupněm.
5. Porovnejte v diagramu *T–s* velikost ušetřené práce u šestistupňového turbokompresoru s jedním a dvěma mezichladiči. V prvním případě je chladič zařazen mezi 3. a 4. stupeň, ve druhém případě jsou chladiče mezi 2. a 3. stupněm a mezi 4. a 5. stupněm.
6. Nakreslete tvar lopatek u třístupňového axiálního turbokompresoru.

7. Nakreslete a vysvětlete, co je to charakteristika turbokompresoru?
8. Vysvětlete, za jakých podmínek dochází u turbokompresorů a turbodmýchadel k pumpování?
9. Jakými způsoby regulace zabráníme pumpování?
10. Kdy použijeme oběžné kolo turbokompresoru frézované z jednoho kusu s lopatkami a bez krycího kotouče?
11. Popište a porovnejte způsoby pohonu turbokompresorů.
12. Popište postup při spouštění turbokompresoru.
13. Popište postup při zatěžování turbokompresoru.
14. Jak postupujeme při odstavení turbokompresoru?

4.5 Charakteristiky a regulace pracovních lopatkových strojů

Charakteristiky jsou křivky udávající vzájemný vztah mezi měrnou energií a objemovým průtokem pracovního média $(Y\text{–}Q_V)$, mezi příkonem a objemovým průtokem $(P\text{–}Q_V)$ a mezi účinností a objemovým průtokem $(\eta\text{–}Q_V)$. Zakreslíme-li do charakteristik křivku *a* znázorňující připojené odpory (potrubí, uzavírky apod.), dostaneme v průsečíku *A* s křivkou $(Y\text{–}Q_V)$ tzv. *pracovní bod* (*obr. 220*). Pracovní



Obr. 220. Charakteristiky radiálního lopatkového pracovního stroje
a – křivka připojených odporů,
A – pracovní bod stroje,
pr – optimální pracovní rozsah,
K – vrchol charakteristiky

bod *A* udává základní parametry pro připojenou soustavu odporů, tj. měrnou energii Y_A, objemový průtok Q_{VA}, příkon stroje P_A a účinnost η_A.

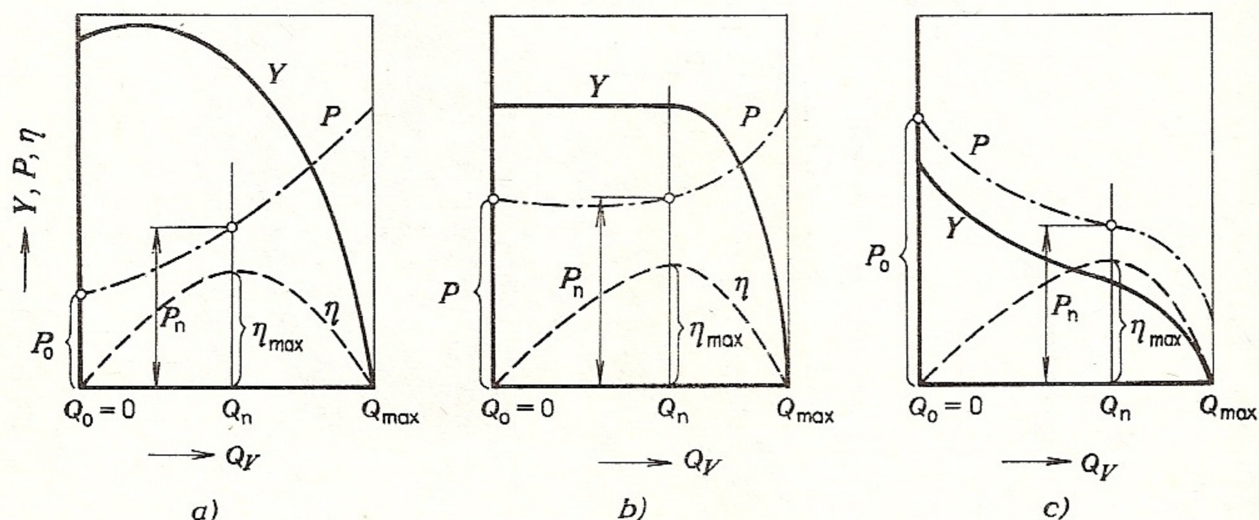
Pracovní bod musí ležet ve stabilní části charakteristiky vpravo od vrcholu *K* na křivce $(Y\text{–}Q_V)$ tak, aby každé hodnotě měrné energie odpovídala jediná hodnota

objemového průtoku. Seškrcením průtoku pracovního média se posune pracovní bod do labilní větve charakteristiky (Y–Q_V), kde jedné hodnotě měrné energie $Y_{1,2}$ odpovídají dva objemové průtoky Q_{V1} a Q_{V2}. Nastává nestabilní chod stroje, tzv. *pumpování*, spojené s rázy a chvěním stroje, což může mít za následek i poškození stroje.

Aby měl stroj dobrou účinnost, je vhodné udržovat pracovní bod u strojů s širokým pracovním rozmezím v oblasti dobré účinnosti, tj. v rozmezí vpravo a vlevo od maxima charakteristiky (η–Q_V); *obr. 220*.

Na *obr. 221* je porovnání charakteristik u radiálních, diagonálních a axiálních čerpadel. U radiálních čerpadel je při $Q_V = 0$ (výtlak uzavřen) příkon podstatně nižší než při pracovním režimu s plně otevřeným výtlakem. Proto je při spouštění radiálního čerpadla výtlačné potrubí uzavřeno, a tím se odlehčí hnací jednotka v časovém úseku spouštění čerpadla (*obr. 221a*). Příkon diagonálního čerpadla je při $Q_V = 0$ téměř stejný jako v oblasti maximální účinnosti. To znamená, že diagonální čerpadla lze spouštět jak s otevřeným, tak i s uzavřeným výtlačným potrubím (*obr. 221b*).

U axiálních čerpadel je příkon při $Q_V = 0$ největší. Proto spouštíme axiální (vrtulová) čerpadla s plně otevřeným výtlačným potrubím (*obr. 221c*).



Obr. 221. Charakteristiky hydrodynamických čerpadel
a) radiální čerpadlo, *b*) diagonální čerpadlo, *c*) axiální čerpadlo
P_0 – příkon při běhu naprázdno, P_n – příkon v oblasti optimální účinnosti

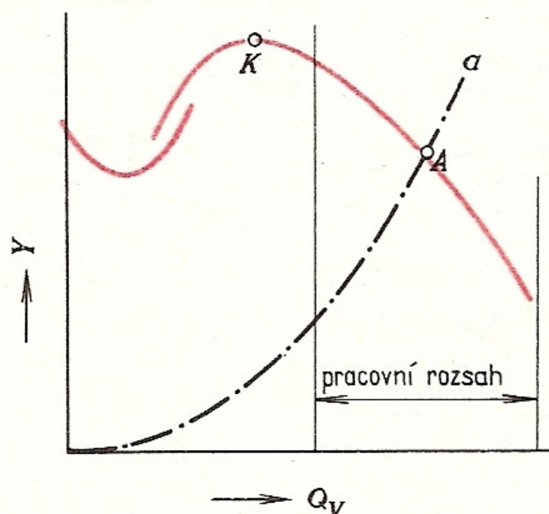
Odlišný průběh charakteristiky (Y–Q_V) mají axiální ventilátory, turbodmýchadla a turbokompresory, kde v labilní části bývá charakteristika nespojitá. Tato nespojitost je způsobena tím, že se proudící médium při malém objemovém průtoku (seškrcený průtok) a velké měrné energii odtrhne od oběžných lopatek (*obr. 222*).

Je-li spotřeba pracovní látky proměnlivá, má stroj regulační okruh, kterým se přizpůsobuje objemový průtok okamžité spotřebě.

Základní způsoby regulace lopatkových strojů:

1. *Regulace škrcením ve výtlaku.* Používá se škrticí klapky, kterou se mění křivka

odporů a (křivky a_1 až a_5, *tab. 58a*). Tím se posouvá pracovní bod na charakteristice (Y–Q_V) v rozmezí *1* až *5*. Objemový průtok se plynule mění v regulačním rozmezí od $Q_{V\,min}$ do $Q_{V\,max}$.



Obr. 222. Charakteristika (Y–Q_V) u axiálního lopatkového pracovního stroje
a – křivka připojených odporů,
A – pracovní bod stroje,
K – vrchol charakteristiky

2. *Regulace škrcením v sání.* Škrticí orgán je v sacím potrubí. Mění se průběh charakteristiky (Y–Q_V), a tím i poloha pracovního bodu. Křivka připojených odporů zůstává beze změny (*tab. 58b*).

3. *Regulace změnou provozních otáček.* Charakteristika (Y–Q_V) mění svou polohu se změnou otáček (n_1 až n_5, *tab. 58c*). Tím se mění poloha pracovního bodu na křivce připojených odporů, která zůstává opět beze změny.

Mimo tyto základní způsoby regulace se používají zvláštní způsoby, např. u velkých strojů regulace natáčením vodicích, převáděcích nebo i oběžných lopatek. Tím lze udržovat dobrou účinnost stroje v širokém regulačním rozsahu. Tato zařízení jsou však konstrukčně složitá a podstatně zvyšují cenu stroje.

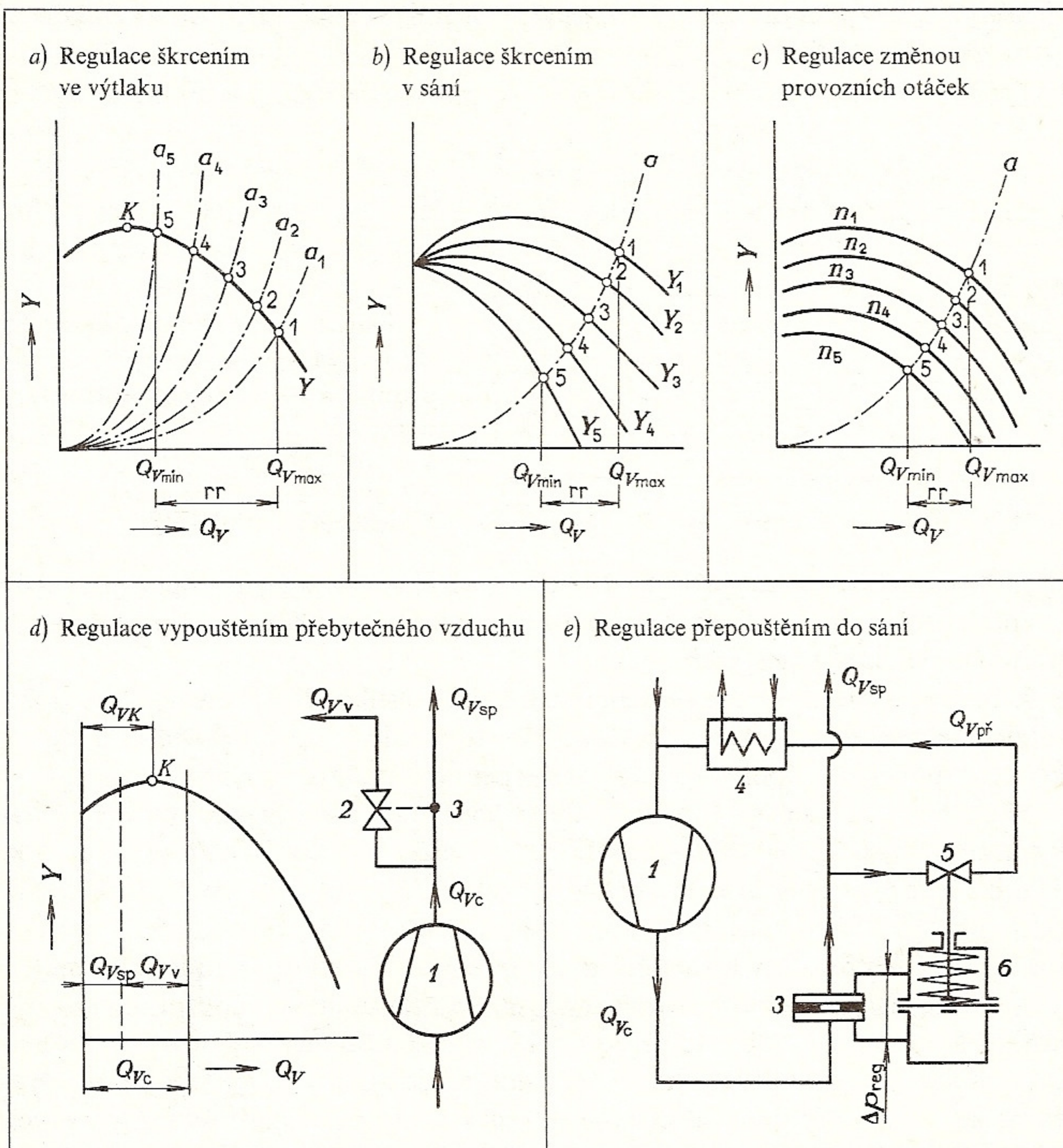
U turbokompresorů a turbodmýchadel se používá regulace vypouštěním přebytečného vzduchu do atmosféry (*tab. 58d*); tím se zabraňuje pumpování stroje v oblasti silně seškrceného objemového průtoku vlevo od bodu K – labilní větev charakteristiky (Y–Q_V). Jestliže chceme odebírat ze stroje pouze Q_{Vsp}, necháme pracovat stroj tak, aby dodával celkový objemový průtok Q_{Vc}. Přebytečný vzduch (objemový průtok Q_{Vv}) se vypustí vypouštěcím ventilem do atmosféry. Protože je tento způsob nehospodárný, nehodí se pro velké stroje, avšak pro svou jednoduchost a nízkou cenu je vhodný pro malé stroje. U velkých strojů je vhodné přepouštět přebytečný plyn zpět do sání (*tab. 58e*). Regulační okruh je seřízen tak, aby celkový objemový průtok byl stále v oblasti stabilní větve charakteristiky (Y–Q_V), tzn., že stroj se prakticky nemůže dostat do nežádoucího režimu pumpování. Přebytečný plyn ($Q_{Vpř}$) se vrací přes chladič zpět do sacího potrubí.

Platí zde základní vztah:

$$Q_{Vc} = Q_{Vsp} + Q_{Vpř}\,.$$

Průtokové čidlo reaguje na změnu odběru Q_{Vsp} a přes servomechanismus ovládá přepouštěcí ventil.

Tab. 58. Regulace lopatkových pracovních strojů



a – křivky připojených odporů, rr – regulační rozsah, *1* – turbokompresor, *2* – vypouštěcí ventil, *3* – čidlo, *4* – chladič, *5* – přepouštěcí ventil, *6* – servomotor

4.6 Vodní turbíny

4.6.1 Rozdělení vodních turbín

Vodní turbíny (vodní motory) jsou rotační lopatkové stroje, v nichž se využívá energie vody. Voda mění svou potenciální energii na kinetickou, která se odvádí ze stroje jako točivý moment na hřídeli.

Vodní turbína může mít *svislý* nebo *vodorovný hřídel.* Každá vodní turbína má

rozváděcí zařízení tvořené buď tryskami, nebo natáčivými rozváděcími lopatkami, a oběžné kolo s pevnými nebo natáčivými lopatkami. Podle průběhu tlaku v rozváděcím a oběžném kole může být vodní turbína buď *rovnotlaková* (akční), nebo *přetlaková* (reakční). U rovnotlakového vodního motoru je před oběžným kolem a za ním stejný tlak, u přetlakového motoru je před oběžným kolem tlak větší než za ním. Oběžné kolo přetlakové vodní turbíny tedy pracuje s určitým tlakovým rozdílem (přetlakem).

Užitečný spád

Rovnotlaková turbína

Měrná energie předaná oběžné lopatce

$$Y = \tfrac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)\,.$$

Neuvažujeme-li ztráty v přívodním potrubí, bude platit

$$Y = g \,.\, H_{už}\,,$$

$$g \,.\, H_{už} = \tfrac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)\,.$$

Odtud užitečný spád

$$H_{už} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}\,.$$

Velikost užitečného spádu u rovnotlakové vodní turbíny závisí tedy na rozdílu vstupní energie a výstupní ztráty. Velký užitečný spád se získá co největším snížením výstupní měrné energie vody $c_2^2/2$.

Přetlaková turbína

U přetlakové turbíny je nutno uvážit, že oběžné kolo pracuje s tlakovým rozdílem $p = p_1 - p_2$.

Měrná energie oběžné lopatky

$$Y = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\varrho}\,, \qquad Y = g \,.\, H_{už}\,,$$

$$g \,.\, H_{už} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{\varrho}\,,$$

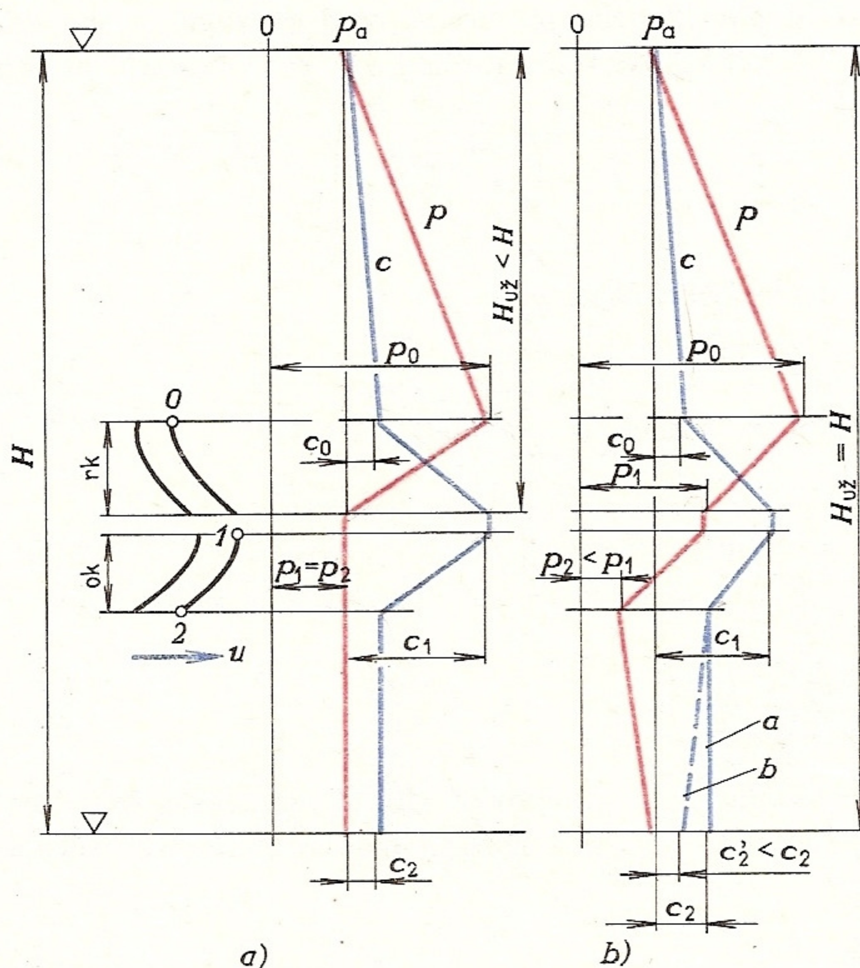
odtud užitečný spád

$$H_{už} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\varrho \,.\, g}\,.$$

Velikost užitečného spádu u přetlakové vodní turbíny bude tedy záviset nejen na výstupní ztrátě, ale i na velikosti tlaku p_2 na konci oběžné lopatky. Větší užitečný spád se získá snížením tlaku p_2, což se v praxi provede připojením sací trouby.

Výstupní ztrátu lze snížit pozvolna se rozšiřujícím průřezem sací trouby.

Průběh tlaku a rychlosti a vzájemné porovnání užitečného spádu u rovnotlakové a přetlakové vodní turbíny je na *obr. 223*.



Obr. 223. Průběhy tlaku a rychlosti
a) u rovnotlaké turbíny,
b) u přetlakové turbíny

4.6.2 Vodní dílo nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké. Hydrocentrály

Hydrocentrály

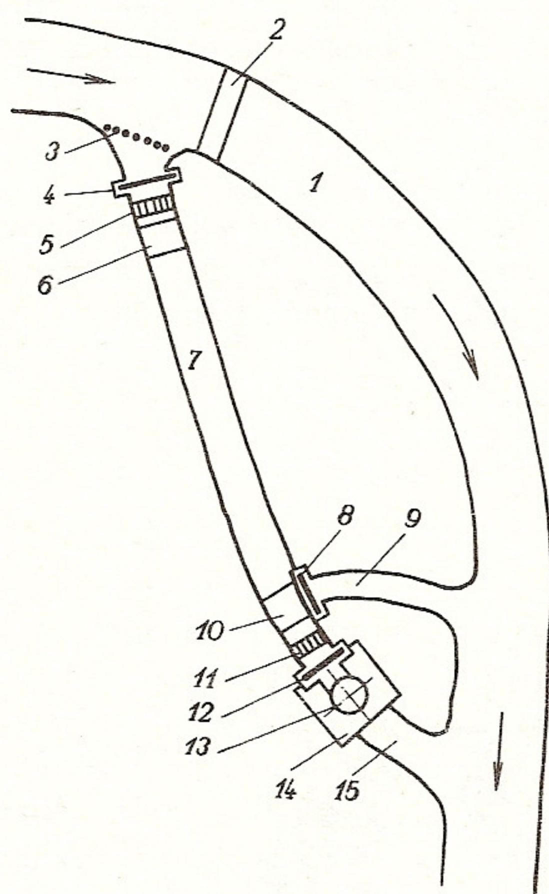
Hydrocentrála (hydroelektrárna) tvoří část komplexního celku, který se nazývá *vodní dílo*. Stavba vodního díla je velmi složitá, náročná a dlouhodobá. Vynaložené investice jsou mimořádně vysoké. Náklady na zemní a stavební práce u vodního díla převyšují náklady na strojní zařízení hydrocentrály.

Vodní dílo zahrnuje přívod vody kanálem, štolou nebo potrubím, zařízení na zvýšení hladiny, strojovnu, zařízení na čištění vody, potřebná uzavírací zařízení a odpadní kanál. Podle spádu, který je ve vodním díle k dispozici, dělíme vodní díla na *nízkotlaká* (do spádu asi 15 m), *středotlaká* (do spádu asi 60 m) a pro vyšší spády než 60 m vodní díla *vysokotlaká*.

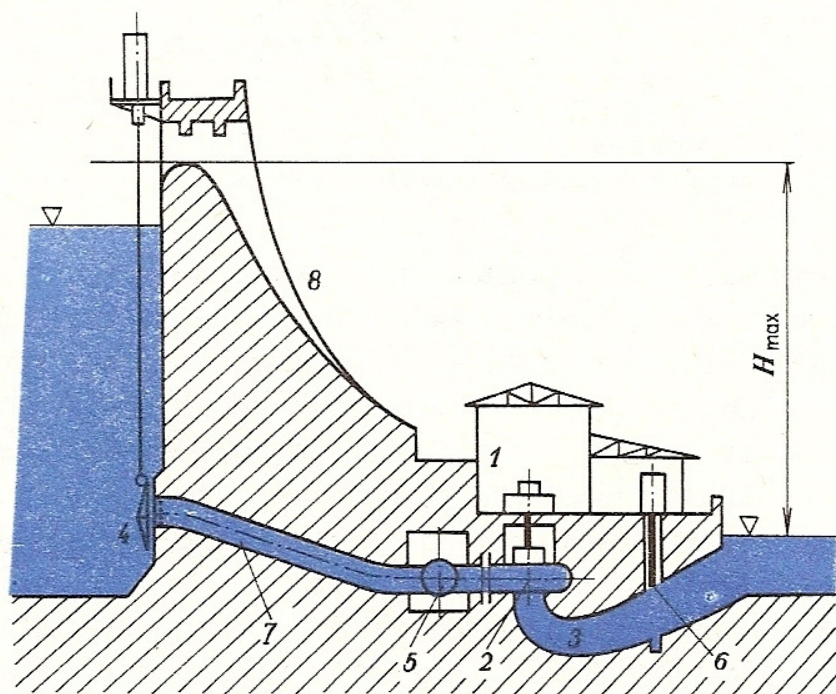
Nízkotlaké vodní dílo

Může být derivační, které má strojovnu mimo vodní tok, v tzv. derivačním ka-

nálu, nebo průtočné, kde strojovna je přímo ve vodním toku, obvykle vedle jezu nebo přímo ve sloupech jezu (*obr. 224*).



Obr. 224. Derivační nízkotlaké vodní dílo
1 – vodní tok, *2* – jez, *3* – kůly nebo mříž, *4, 8, 12* – stavidla, *5* – hrubé česle, *6* – lapač kamenů, *7* – derivační kanál (náhon), *9* – jalový odpad, *10* – lapač písku, *11* – jemné česle, *13* – turbína, *14* – strojovna, *15* – odpadní kanál



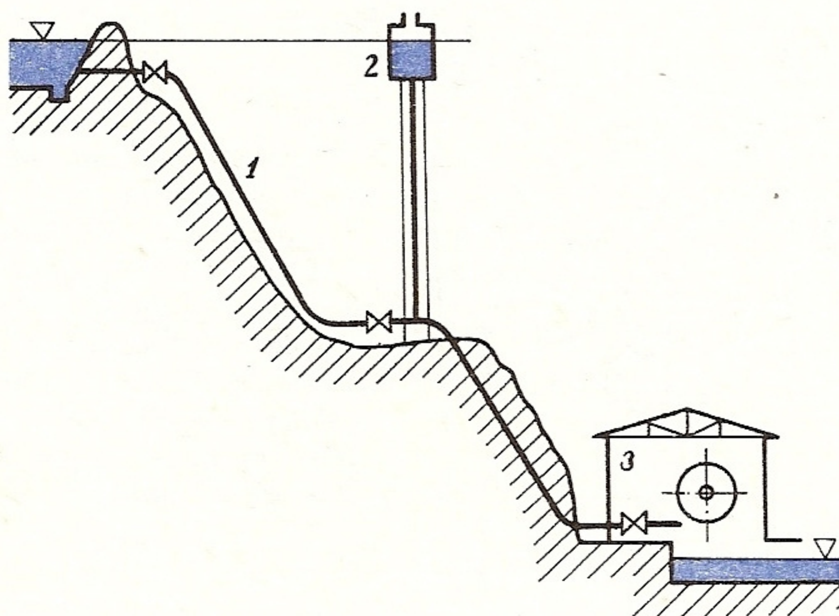
Obr. 225. Středotlaké vodní dílo
1 – strojovna, *2* – turbína, *3* – sací trouba, *4* – deskový uzávěr, *5* – kulový uzávěr, *6* – hradicí deska, *7* – přiváděč, *8* – hráz (přehradní zeď)

Středotlaké vodní dílo

Je většinou řešeno jako akumulační nádrž s přehradní zdí, která může být ocelobetonová nebo sypaná. Voda se vede k turbínám kanálem (přiváděčem), který má dva uzávěry. První je přímo v ústí přiváděče v hrázi (deskový uzávěr), druhý, nejčastěji kulový uzávěr je před turbínou (*obr. 225*).

Vysokotlaké vodní dílo

Má zásobní nádrž přirozenou nebo umělou, položenou mnohem výš než je strojovna. Z nádrže se přivádí voda k turbínám potrubím, které je uloženo na ocelobetonových blocích, buď v zemi, nebo častěji na povrchu (*obr. 226*).



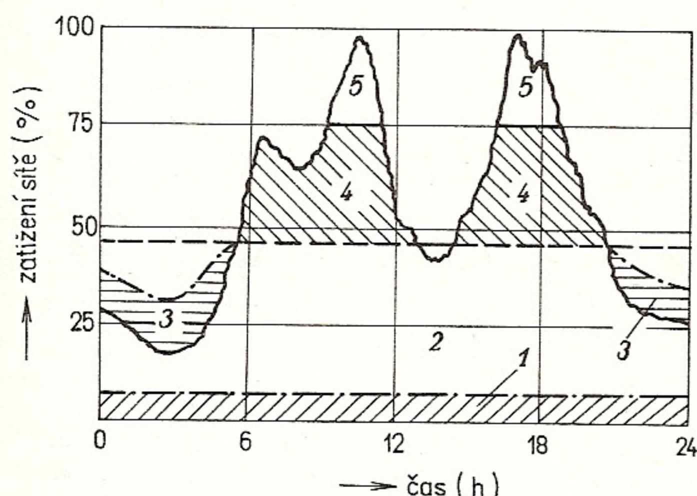
Obr. 226. Vysokotlaké vodní dílo
1 – přiváděcí potrubí, *2* – vyrovnávací nádrž, *3* – strojovna

U vysokotlakého vodního díla je potrubí vážně ohroženo při náhlém uzavření průtoku vody. Kinetická energie vody proudící potrubím se změní v energii tlakovou, která ve formě tlakové vlny může způsobit roztržení dolní části přiváděcího potrubí. Toto nebezpečí lze zmenšit tzv. vyrovnávací nádrží, která má volnou hladinu a tlaková vlna se v ní ztlumí. Opačným jevem je imploze potrubí, tj. zmáčknutí potrubí atmosférickým tlakem. Může nastat při rychlém otevření spodního uzávěru. Proti tomu je potrubí jištěno zavzdušňovacími ventily, které se při vzniku podtlaku otevřou a vpustí do potrubí atmosférický vzduch.

Hydrocentrály se významně podílejí na krytí špiček spotřeby elektrické energie. Zatížení elektrické sítě je v průběhu 24 h velmi proměnlivé. Existují totiž časové intervaly (špičky), kdy se elektrické energie nedostává, a naopak zvláště v noci je elektrické energie přebytek. Příklad zatížení elektrické sítě a jeho rozdělení na různé typy energetických centrál je na *obr. 227*.

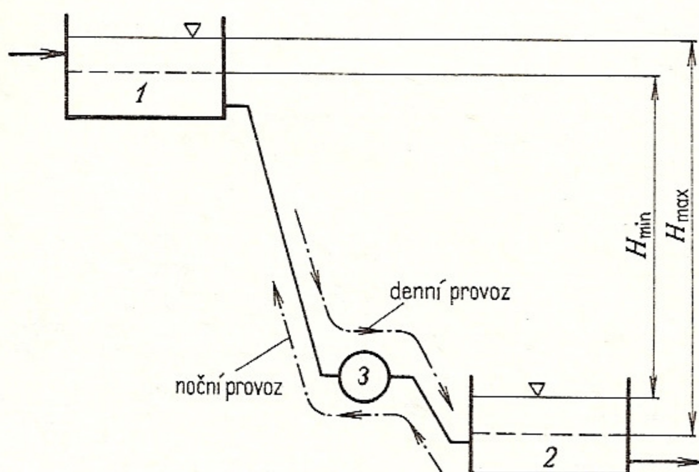
Největší podíl na výrobě elektrické energie mají dosud tepelné centrály, které

kryjí asi 85 % veškeré spotřeby. Vodní elektrárny zajišťují kolem 10 % spotřeby elektrické energie, zbytek pokrývají jiné energetické zdroje, např. zdroje se spalovacími turbínami, jaderné centrály apod.



Obr. 227. Průběh zatížení energetické sítě a rozdělení krytí spotřeby elektrické energie
1 – průtočné hydrocentrály,
2 – tepelné a jaderné centrály,
3 – přebytky elektrické energie z tepelných central v nočních hodinách použité k čerpání v přečerpávacích hydrocentrálách,
4 – akumulační hydrocentrály,
5 – přečerpávací hydrocentrály a jiné špičkové jednotky

V příštích desetiletích budou tepelné centrály postupně doplňovány výstavbou dalších jaderných central. Přínos tzv. *přečerpávacích hydrocentrál*, které v nočních hodinách odebírají přebytečnou elektrickou energii z tepelných central a přečerpávají vodu ze spodní nádrže do horní, je velmi důležitý. V době špiček, kdy je elektřiny nedostatek a dochází k přetěžování sítě, pracují jako špičkové energetické jednotky. Charakteristickým znakem přečerpávacích hydrocentrál jsou dvě nádrže, mezi nimiž je umístěna strojovna (*obr. 228*).

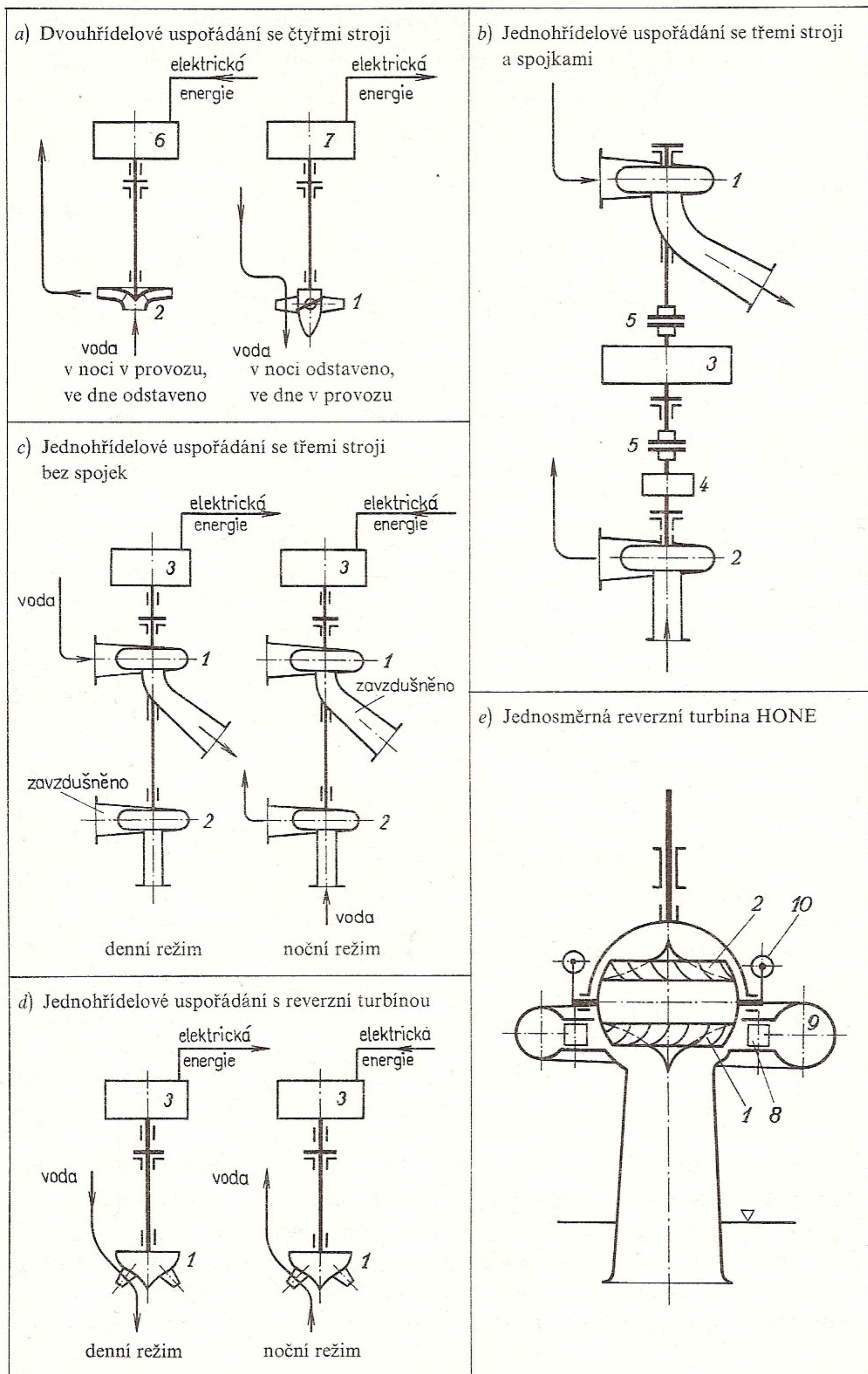


Obr. 228. Princip přečerpávací hydrocentrály
1 – horní nádrž, *2* – dolní nádrž,
3 – strojovna

Přečerpací hydrocentrály měly původně čtyři stroje v tzv. *dvouhřídelovém uspořádání;* na jednom hřídeli čerpadlo s hnacím elektromotorem, na druhém vodní turbínu s alternátorem. Obě soustrojí jsou na sobě nezávislá (*tab. 59a*).

Novější je *jednohřídelové uspořádání* se třemi stroji. Na společném hřídeli je alternátor, vodní turbína a čerpadlo. Alternátor může pracovat jako synchronní motor. Mezi jednotlivými stroji jsou spojky, kterými je možno spřáhnout alter-

Tab. 59. Strojní zařízení přečerpávacích hydrocentrál



1 — turbína, *2* — čerpadlo, *3* — alternátor (synchronní motor), *4* — roztáčecí zdroj, *5* — spojky, *6* — hnací elektromotor, *7* — elektrický generátor, *8* — rozváděcí lopatky, *9* — spirální skříň, *10* — servomotory

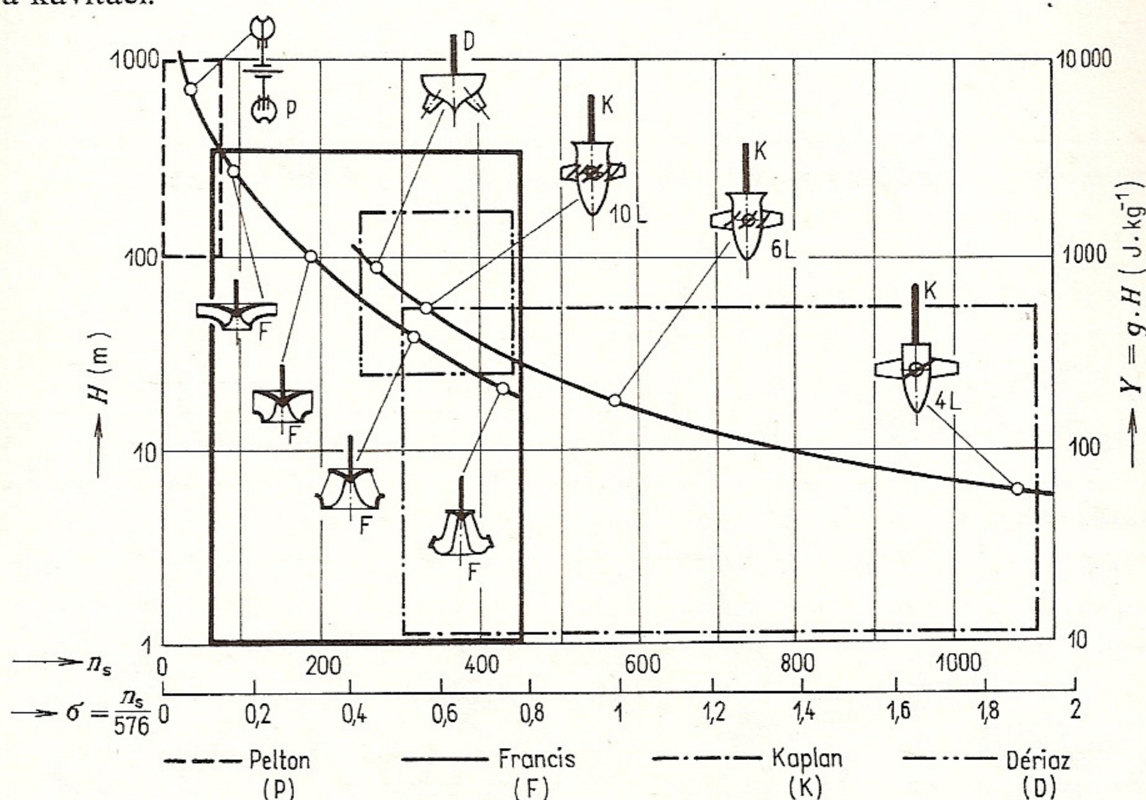
nátor s turbínou, nebo alternátor ve funkci motoru s čerpadlem. Turbína i čerpadlo jsou stále zahlceny vodou. Při čerpání je nutno roztočit čerpadlo na synchronní otáčky pomocnou turbínou nebo roztáčecím elektromotorem (*tab. 59b*). Výhodnější je provedení bez spojek. Stroj, který má být odstaven z provozu se zavzdušní stlačeným vzduchem zvláštním zavzdušňovacím zařízením. Celé třístrojové soustrojí se stále otáčí v celku (*tab. 59c*).

Nejmodernější řešení strojního vybavení přečerpacích hydroelektráren je jednohřídelové uspořádání pouze se dvěma stroji, a to s alternátorem, který může běžet jako hnací motor, a s reverzní vodní turbínou, jež může v opačném smyslu pracovat jako čerpadlo (*tab. 61*). S výhodou se používá reverzní Dériazova turbína nebo pro vyšší spády reverzní turbína Francisova.

Při přechodu z pracovního na přečerpávací režim je nutno toto soustrojí zastavit, přestavit lopatky a uvést do chodu v opačném smyslu otáčení. Zkrácení přechodových časů umožňují speciální turbíny, tzv. *jednosměrné*, kde reverzace proběhne při neměnícím se smyslu otáčení hřídele, a není tedy nutné soustrojí zastavovat a znovu rozbíhat. Takovou turbínou je např. turbína HONE, která byla vyvinuta na VUT v Brně. Její princip je v *tab. 59e*.

4.6.3 Druhy vodních turbín a jejich regulace

Přehled základních druhů vodních turbín je v *tab. 60*. Tvary oběžných kol vodních turbín se zřetelem na spád a součinitel rychloběžnosti (popř. měrné výkonové otáčky) viz *obr. 229*. Křivka uvádí optimální vztah měrné energie, spádu součinitele rychloběžnosti a měrných výkonových otáček vzhledem k pevnosti oběžného kola a kavitaci.



Obr. 229. Tvary oběžných kol vodních turbín

Tab. 60. Přehled vodních turbín

Peltonova			Francisova			
1 tryska	2 trysky	4 až 6 trysek	volnoběžná	normální	rychloběžná	expresní
0,01 až 0,06	0,03 až 0,086	0,04 až 0,12	0,1 až 0,21	0,21 až 0,38	0,38 až 0,61	0,61 až 0,78
5 až 35	17 až 50	25 až 70	60 až 120	120 až 220	220 až 350	350 až 450
100 až 2 000			1 až 500			
0,87 až 0,91			0,89	0,91	0,9	0,88
rovnotlaká			přetlaková			
a)			*b*)		*c*)	

1 – oběžné lopatky, *2* – rozváděcí lopatky, *3* – rozváděcí tryska, *4* – spirální skříň, *5* – savka

Tab. 61. Tvary oběžných kol Francisovy turbíny

Volnoběžné	Normální	Rychloběžné	Expresní
σ_s = 0,10 až 0,21	σ = 0,21 až 0,38	σ = 0,38 až 0,61	σ = 0,61 až 0,78
n_s = 60 až 120	n_s = 120 až 220	n_s = 220 až 350	n_s = 350 až 450

Dériazova (diagonální)		Vrtulová a Kaplanova
0,43 až 0,78	σ	0,52 až 1,91
250 až 450	n_s	300 až 1 100
40 až 120	H (m)	1 až 75
0,85 až 0,9	η	0,91 až 0,93
přetlaková		přetlaková
d)		*e*)

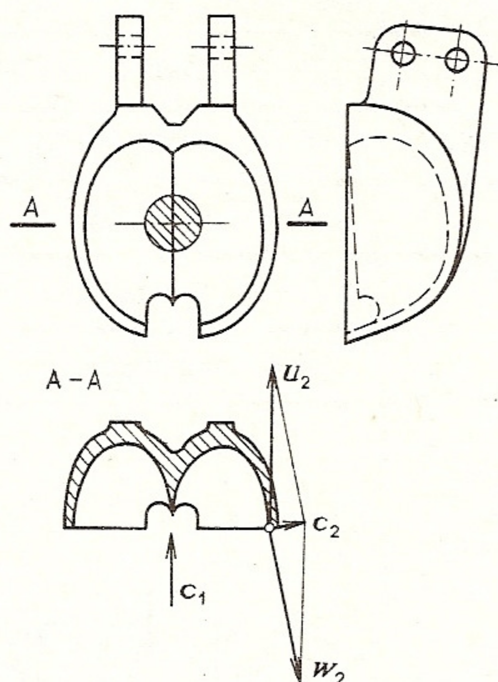
a) *Peltonova turbína*

Patří mezi rovnotlakové vodní motory. Voda proudí na oběžné lopatky tvaru dvojité misky (*obr. 230*) z jedné nebo více trysek. Používá se 1 až 6 trysek. Oběžné kolo se otáčí v prostoru s konstantním tlakem.

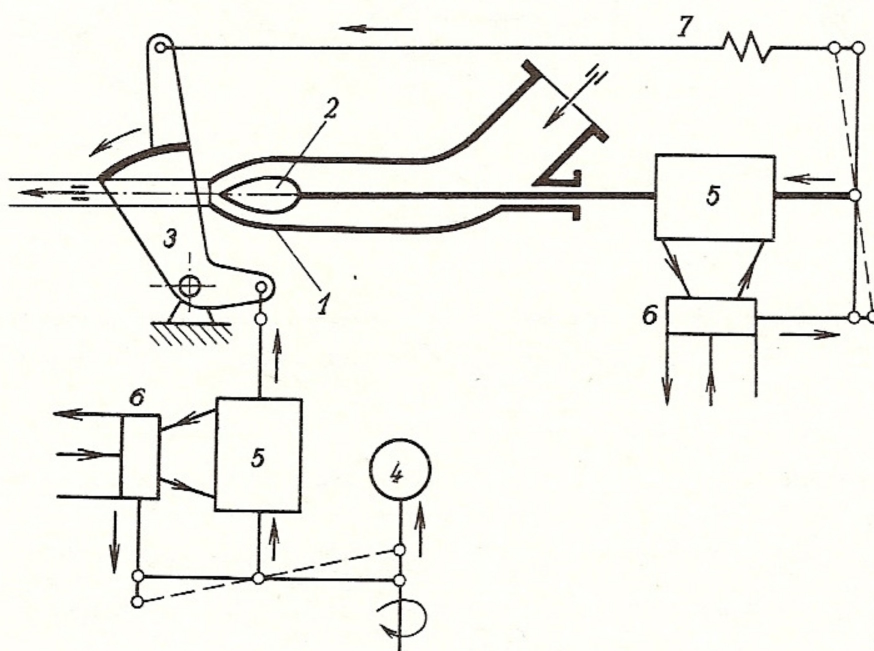
Peltonovy turbíny jsou vhodné pro velké spády. Voda se k turbíně přivádí potrubím; je tedy typický vodní motor pro vysokotlaká vodní díla se spádem 100 až 1 000 m. Pro vyšší spády se staví dvoustupňová (dvě strojovny v různých výškách).

Výkon Peltonovy turbíny je regulován průtokem vody dopadající na oběžné kolo. Průtok se mění posuvnou jehlou v ústí trysky. Při náhlém odlehčení stroje by jehla rychle uzavřela průtok vody tryskou, nastal by tlakový ráz, který by ohrozil pevnost přívodního potrubí. Aby se této tlakové vlně zabránilo, je průtok vody současně řízen odchylovacím segmentem. Oba akční členy (segment a jehla) jsou seřízeny

tak, že působí s určitým časovým posunem. Nejprve se odchýlí část nebo celý paprsek a potom zvolna uzavírá jehla trysku (*obr. 231*).



Obr. 230. Lopatka Peltonovy turbíny



Obr. 231. Regulace Peltonovy turbíny
1 – tryska, *2* – jehla, *3* – odchylovací segment, *4* – rychlostní čidlo, *5* – servomotory, *6* – rozváděcí šoupátka, *7* – vazba mezi odchylovacím segmentem a jehlou

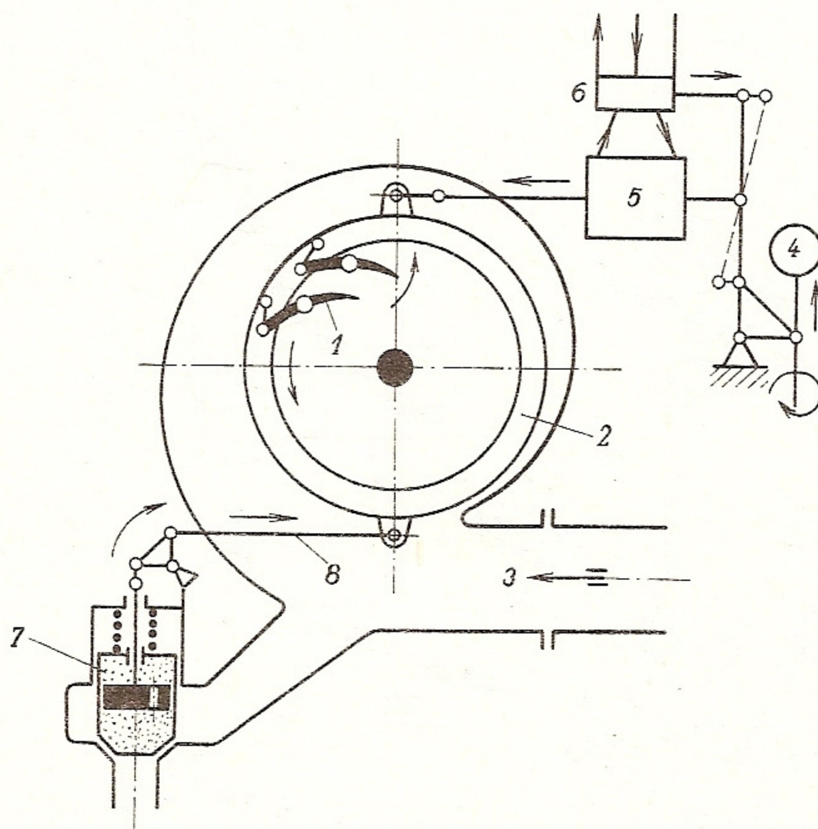
b) *Francisova turbína*

Je to univerzální turbína, kterou lze použít pro spád 1 až 2 m, ale i pro velké spády pro vysokotlakové vodní dílo (až 500 m). Oběžné kolo má pevné lopatky, tvarově značně složité. Geometrický tvar oběžného kola závisí na základních para-

metrech stroje, tj. na výkonu, spádu a na provozních otáčkách. Vliv těchto veličin zahrnuje součinitel rychloběžnosti (měrné otáčky), *tab. 61*.

Výkon této turbíny je regulován změnou průtoku vody, který se řídí natáčivými rozváděcími lopatkami. Natočení rozváděcích lopatek má však vliv na směr vstupu vody do oběžného kola. Ten je správný jen při zcela určitém úhlu natočení rozváděcích lopatek; tehdy je účinnost turbíny nejlepší. Při větším nebo menším průtoku účinnost klesá.

Vysokotlakou Francisovu turbínu je nutno zajistit proti tlakové vlně, která vznikne při náhlém uzavření lopatek rozváděcího kola (náhlé odlehčení stroje). K tomu je určen odlehčovací ventil, jenž se automaticky otevírá při náhlém odlehčení soustrojí, a tím tlumí tlakový ráz v přiváděči (*obr. 232*).



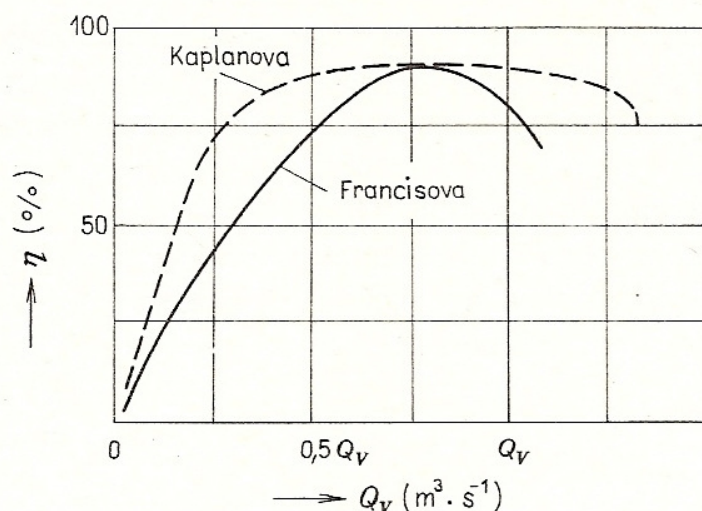
Obr. 232. Regulace a jištění Francisovy vodní turbíny
1 – rozváděcí lopatka, *2* – regulační kruh, *3* – přívodní potrubí, *4* – rychlostní čidlo, *5* – servomotor, *6* – rozváděcí šoupátko, *7* – odlehčovací ventil, *8* – ovládací táhlo

c) *Kaplanova turbína*

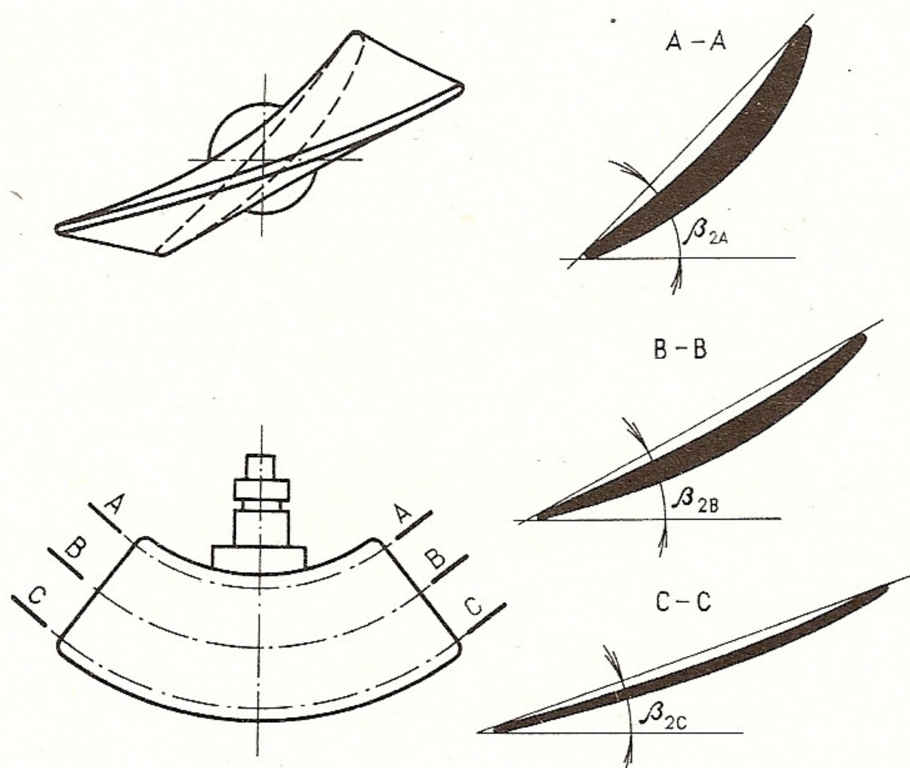
Patří mezi přetlakové vrtulové vodní motory. Rozváděcí i oběžné lopatky lze natáčet tak, že každé poloze rozváděcích lopatek odpovídá správná poloha nastavení oběžných lopatek vrtule. To se příznivě projeví na průběhu účinnosti, který je plošší než u turbíny Francisovy (*obr. 233*).

Náročnou a složitou částí Kaplanovy vodní turbíny je oběžné kolo, které je vytvořeno jako vrtule s natáčivými lopatkami. Lopatky (*obr. 234*) jsou uloženy letmo

na čepech usazených v náboji. Jsou namáhány jednak tlakem proudící vody, jednak značnými odstředivými silami. Povrch lopatek je přesně broušen.



Obr. 233. Křivky účinnosti Francisovy a Kaplanovy turbíny

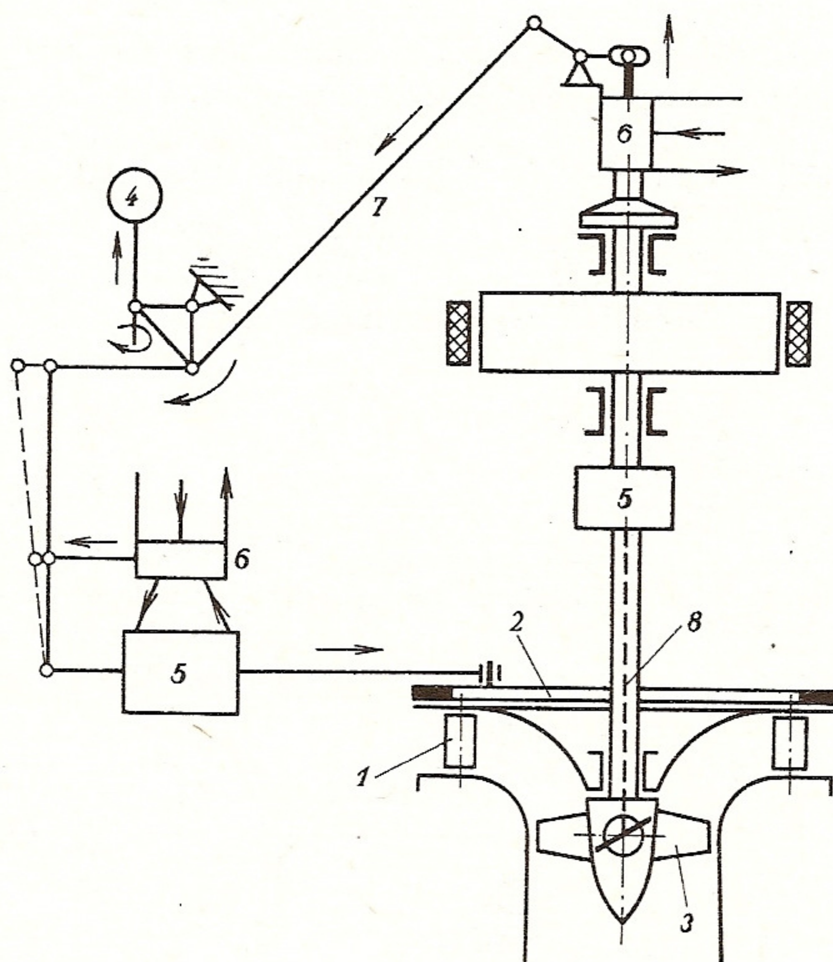


Obr. 234. Tvar profilů oběžné lopatky Kaplanovy turbíny

Kaplanova turbína se reguluje podobně jako Francisova změnou průtoku vody rozváděcími lopatkami, jejichž natáčení je ovládáno servomotorem (*obr. 235*). Současně se natáčejí i lopatky oběžné, jsou ovládány samostatným servomotorem upevněným na dutém hřídeli turbíny. Lopatky vrtule se natáčejí regulační tyčí, která je uvnitř dutého hřídele. Posouváním regulační tyče se pákovým mechanismem současně nastavuje správný úhel oběžných lopatek. Ovládání rozváděcích a oběžných lopatek je ve vzájemné kinematické vazbě. Zjednodušené schéma regulace

Kaplanovy vodní turbíny je na *obr. 235*.

Rychloběžné Kaplanovy turbíny mají z důvodu potlačení kavitace oběžné kolo pod hladinou odpadního kanálu. Při náhlém odlehčení stroje (rychlé uzavření průtoku) se vytvoří v sání podtlak, kterým se proud vody zastaví a je zpětně vržen na uzavřené lopatky vrtule. K zabránění těmto zpětným rázům slouží speciální zavzdušňovací ventily, které se v okamžiku vzniku extrémního podtlaku otevřou a vpustí do sání vzduch, jenž vytvoří pružný polštář, tlumící zpětný ráz vody.



Obr. 235. Schéma regulace Kaplanovy turbíny
1 – rozváděcí lopatky, *2* – regulační kruh, *3* – oběžné lopatky, *4* – rychlostní čidlo, *5* – servomotory, *6* – rozváděcí šoupátka, *7* – vazba mezi regulačním okruhem rozváděcích a oběžných lopatek (zjednodušeně), *8* – regulační táhlo

Kaplanova turbína musí být zabezpečena i proti nedovolenému zvýšení provozních otáček (přetočení stroje – velké odstředivé síly – nebezpečí utržení oběžné lopaty – vytržení čepu). Otáčky se omezují různým způsobem, např. vyklopením zvláštních brzdicích lopatek, které se automaticky vysunou při překročení nejvyšších dovolených otáček, nebo se zruší vazba mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami. Rozváděcí lopatky se při překročení dovolených otáček uzavřou bez zřetele na polohu oběžných lopatek. Další možností je uzavření přítoku vody rychlouzávěrem v přiváděči.

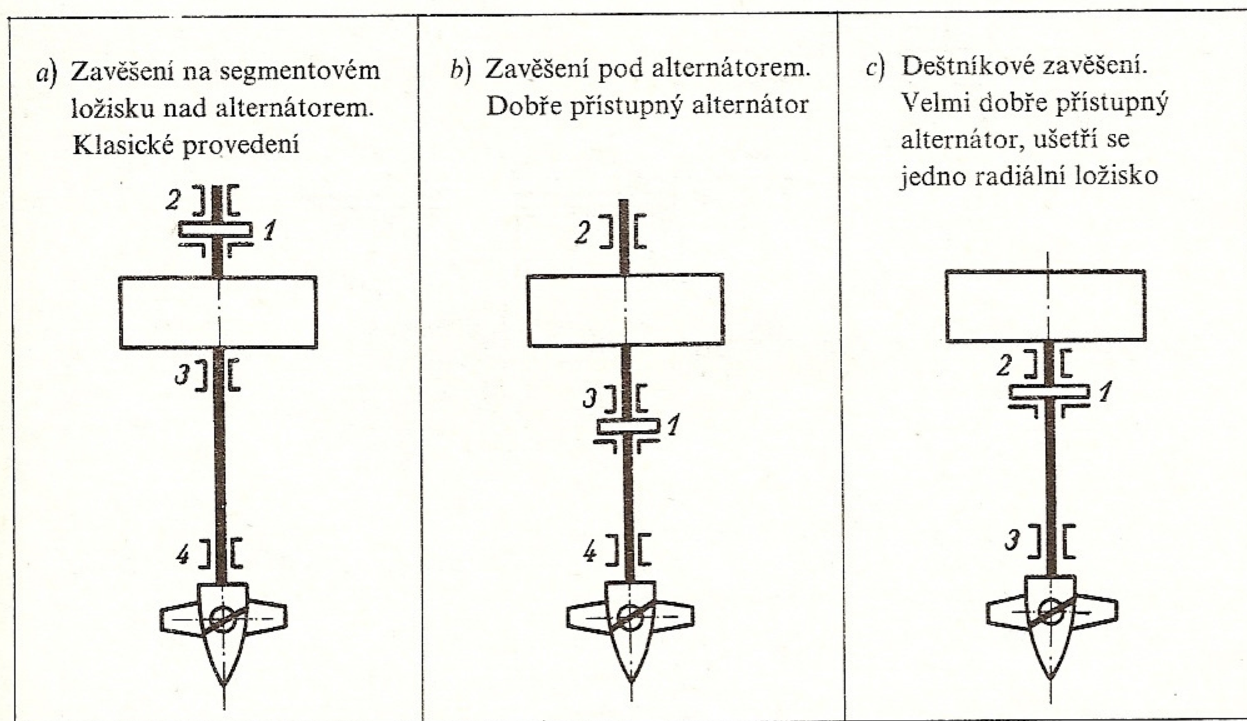
d) *Přímotoké (přímoprůtočné) turbíny*

Turbína i alternátor jsou přímo v přiváděči. V podstatě může mít toto soustrojí obtékaný nebo protékaný alternátor. Oběžné kolo je v podstatě Kaplanovo s natáčivými lopatkami. Tato turbína může být konstruována i jako reverzní. Po reverzaci pracuje jako vrtulové čerpadlo (*tab. 60*).

e) *Dériazova turbína*

Dériazova turbína je přetlakový vodní motor s diagonálním průtokem vody; je v podstatě konstrukční variantou turbíny Kaplanovy. Je vhodná pro střední spády. Výhodou Dériazovy turbíny je náboj velkého průměru, do něhož se lépe umístí větší počet oběžných natáčivých lopatek než u turbíny Kaplanovy, kde při spádu přes 70 m způsobuje již značné potíže uchycení 10 až 11 lopatek v náboji vrtule. Dériazovu turbínu lze vyřešit jako reverzní stroj, jenž při opačném smyslu otáčení a novém úhlu nastavení oběžných i rozváděcích lopatek, které jsou pak ve funkci lopatek difuzorových, může pracovat jako diagonální čerpadlo v přečerpávací hydrocentrále. Regulace Dériazovy vodní turbíny je podobná jako u Kaplanovy turbíny.

Tab. 62. Způsoby zavěšení vertikálního rotoru



1 – axiální ložiska, *2, 3, 4* – radiální (vodicí) ložiska

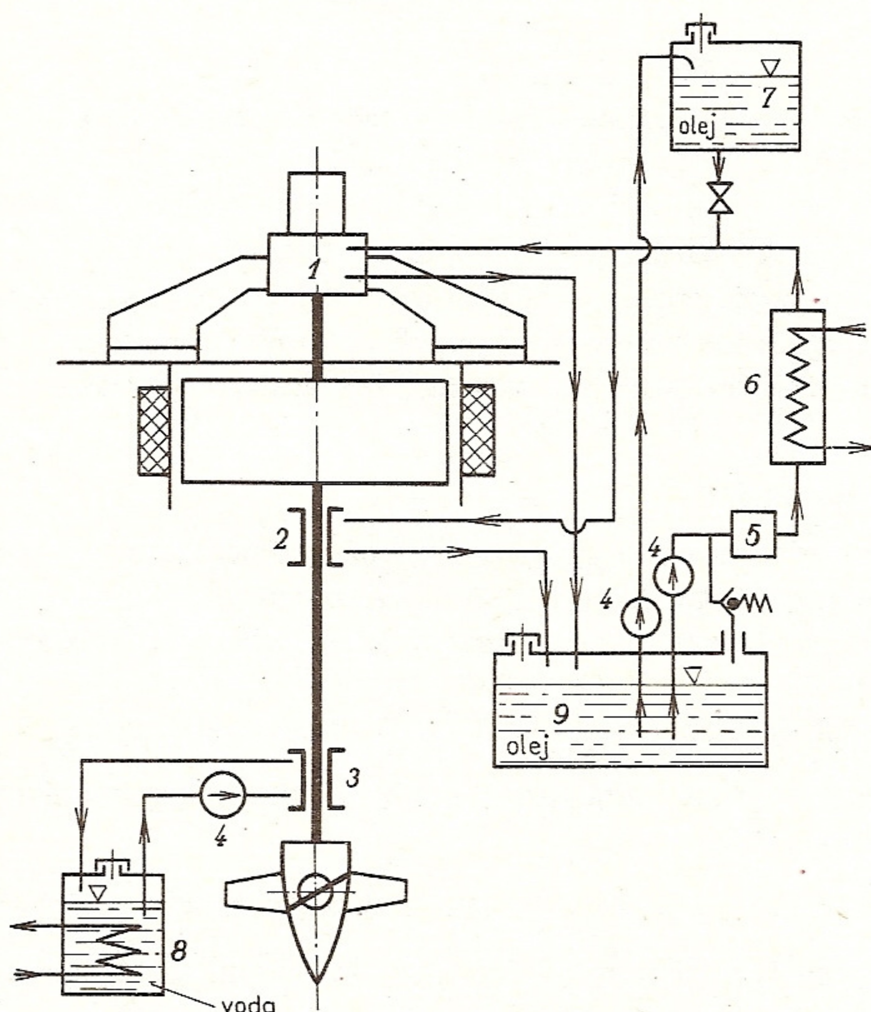
Vodní turbíny velkých výkonů bývají převážně vertikální (*tab. 62*). Rotor je uložen ve 2 nebo 3 radiálních ložiskách. Veškerou tíhu soustrojí (turbína, alternátor, budič) nese jediné axiální ložisko. Radiální ložiska jsou buď pánvová, nebo segmentová. Pánev je vylita kompozicí, nebo má pryžovou výstelku. Používají se také pánve z tvrzených tkanin nebo tvrzeného dřeva. Ložiska s pryžovou výstelkou se mažou

vodou. Velmi namáhaným místem je závěs celého soustrojí na axiálním ložisku; používá se výhradně kluzných segmentových ložisek se samostavitelnými segmenty. Kluzná plocha je vylita kompozicí. Ke zlepšení kluzných vlastností se vtírá do kluzné plochy sirník molybdenu a do oleje se pak přidává ve formě suspenze (Molykote).

Značné problémy vznikají při rozběhu stroje, kdy z kluzných ploch je velkou tíhou rotoru vytlačeno veškeré mazivo. U některých strojů se hydraulicky nadzvedne celý rotor tak, aby do vzniklé mezery mohlo dobře vnikat mazivo.

4.6.4 Provoz a mazání vodních turbín, výroba v ČSSR

Zajišťování bezporuchového provozu vodních motorů je velmi náročné, protože jde vesměs o velké energetické jednotky se značnou hmotností rotoru. Před rozběhnutím soustrojí je nutno učinit řadu kontrolních a zabezpečovacích úkonů a opatření. Závažným úkonem je seřízení zabezpečovacího regulátoru proti pře-



Obr. 236. Schéma mazání Kaplanovy turbíny
1 – závěsné axiální ložisko, *2, 3* – radiální ložiska, *4* – čerpadla, *5* – olejový filtr, *6* – chladič oleje, *7* – spádový zásobník oleje, *8* – chladič vody pro ložisko *3*, *9* – zásobní nádrž oleje

točení turbíny při náhlém odlehčení stroje, které se provede při prvním spuštění stroje. Nejprve se uvede v činnost mazací systém a zkontroluje se regulační aparatura. Potom se naplní vodou spirála při současném odvzdušňování. Při prvním spouštění se turbína roztočí asi na 30 % provozních otáček. Sleduje se teplota ložisek a její průběh v závislosti na čase. Přírůstek teploty musí mít klesající tendenci. Po stabilizaci provozní teploty ložisek lze zvýšit postupně otáčky až na provozní. Regulátor, který zabraňuje přetočení, se seřídí tak, aby reagoval při zvýšení otáček o 6 až 10 % nad jmenovitou hodnotu. Také je nutno přezkoušet správnou funkci zavzdušňovacích ventilů na sací troubě, funkci rychlouzávěru, popř. dalších zabezpečovacích okruhů.

Při náhlém odlehčení turbíny se vlivem rychlého přivření rozváděcích lopatek a vlivem setrvačnosti proudící vody v sání rychle sníží tlak, a tím se zvýší intenzita vývinu kavitačních bublinek. Stejné snížení tlaku nastává při maximálním zatížení soustrojí. Velikost podtlaku v těchto pracovních režimech je automaticky udržována v přijatelných mezích zavzdušňovacími ventily v sání, kterými se přisává atmosférický vzduch.

Mazání vodních motorů (*obr. 236*)

Používá se tlakové oběžné mazání, kde olej současně odvádí vznikající teplo z kluzných ploch. Ohřátý olej je po přefiltrování ochlazen v chladiči a znovu se čerpadlem vhání do všech mazaných míst. Spodní radiální ložisko může být mazáno i tukem nebo u pryžových ložisek vodou. Turbína se musí mazat i po dobu dobíhání, při výpadku, či při poruše olejového čerpadla. To lze zajistit např. pomocným olejovým čerpadlem, které může být poháněno elektromotorem napájeným z akumulátoru, nebo rezervní spádovou nádrží s dostatečnou zásobou oleje pro dobíhání stroje.

Výroba vodních turbín v ČSSR

V ČSSR se zabývá vývojem, výzkumem a výrobou vodních turbín n. p. ČKD v Blansku. Vyrábí turbíny Francisovy, Peltonovy, Kaplanovy a Dériazovy v normálním i speciálním provedení (např. reverzní vodní turbíny pro přečerpávací hydroelektrárny).

Přehled větších jednotek vyrobených v n. p. ČKD Blansko je v *tab. 63*.

Příklad 1. Vypočítejte výkon vodní turbíny, je-li její hltnost $Q_V = 160\,\mathrm{m^3 \,.\, s^{-1}}$ při spádu $H = 70\,\mathrm{m}$, $\eta = 0{,}85$.

$$P = Q_m \,.\, Y \,.\, \eta = Q_V \,.\, \varrho \,.\, g \,.\, H \,.\, \eta = 160 \,.\, 10^3 \,.\, 10 \,.\, 70 \,.\, 0{,}85 \,.\, 10^{-6}\,\mathrm{MW} = 95{,}2\,\mathrm{MW}\,.$$

Příklad 2. Určete vhodný typ turbíny pro pracovní parametry z předchozího příkladu. Provozní otáčky turbíny $n = 6{,}25\,\mathrm{s^{-1}}$ $(375\,\mathrm{min^{-1}})$.

$$\sigma = 2 \,.\, \sqrt{\pi} \,.\, \frac{n \,.\, \sqrt{Q_V}}{(2g \,.\, H)^{3/4}} = 2 \,.\, \sqrt{\pi} \,.\, \frac{6{,}25 \,.\, \sqrt{160}}{\sqrt[4]{(2 \,.\, 10 \,.\, 70)^3}} = 1{,}22\,,$$

$$n_s = 576\sigma = 576 \,.\, 1{,}22 = 704 \quad \rightarrow \quad \text{Kaplanova turbína}\,.$$

Tab. 63. Přehled vodních turbín

Výkon (MW)	Spád (m)	Otáčky (min^{-1})	(s^{-1})	Provedení	Dodáno
Francisovy					
63,2	162	375	6,25	vertikální	ČSSR (Lipno)
102,9	89,9	166,7	2,78	vertikální	Pakistán
Peltonovy					
80,5	728,5	500	8,33	vertikální	BLR (Belmeken)
135,8	539	333,3	5,55	vertikální	BLR (Sestrimo)
Kaplanovy					
80	22,6	83,5	1,39	vertikální	ČSSR (Gabčíkovo)
90,8	27,9	90	1,5	vertikální	Brazílie (Promissae)
94,5	70,5	187,5	3,12	vertikální	ČSSR (Orlík)
Speciální					
Výkon (MW)	Spád (m)	Otáčky (min^{-1})	(s^{-1})	Druh turbíny	Dodáno
0,733	14,3	500	8,33	Kaplanova přímotoká	ČSSR (Znojmo)
0,74	14,3	750	12,5	Kaplanova přímotoká reverzní	ČSSR (Znojmo)
2,4	8,9	166,6	2,78	Kaplanova přímotoká	ČSSR (Kadaň)
2,4	14,3	300	5	Kaplanova přímotoká	ČSSR (Bešeňova)
112,8	434	500	8,33	Francisova pro akumulační čerpadlo	ČSSR (Černý Váh)
153	530	600	10	Francisova pro akumulační čerpadlo	ČSSR – projekt (Dlouhé Stráně)
2,38	27	375	6,25	Dériazova reverzní	ČSSR (Mikšová)
32,5	150	375	6,25	HONE reverzní	ČSSR (Považské Podhradí)
50,3	46,6	135	2,26	Dériazova reverzní	ČSSR (Liptovská Mara)
102,5	90,1	136,5	2,28	Francisova reverzní	ČSSR (Dalešice)
196	306,9	375	6,25	Francisova reverzní	NDR (Markersbach)

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Vysvětlete rozdíl mezi vodní turbínou rovnotlakovou a přetlakovou.
2. Napište rovnici pro výpočet užitečného spádu u rovnotlakové vodní turbíny.
3. Napište rovnici pro výpočet užitečného spádu u přetlakové vodní turbíny.
4. Nakreslete průběh tlaku a rychlosti u rovnotlakové a přetlakové vodní turbíny. V čem jsou rozdíly?
5. Na kterých veličinách závisí výkon vodního motoru?
6. Jak stanovíme provozní otáčky soustrojí turbína – alternátor, aby vyrobený elektrický proud měl frekvenci předepsanou ČSN?
7. Vyjmenujte charakteristické rysy nízkotlakého, středotlakého a vysokotlakého vodního díla.

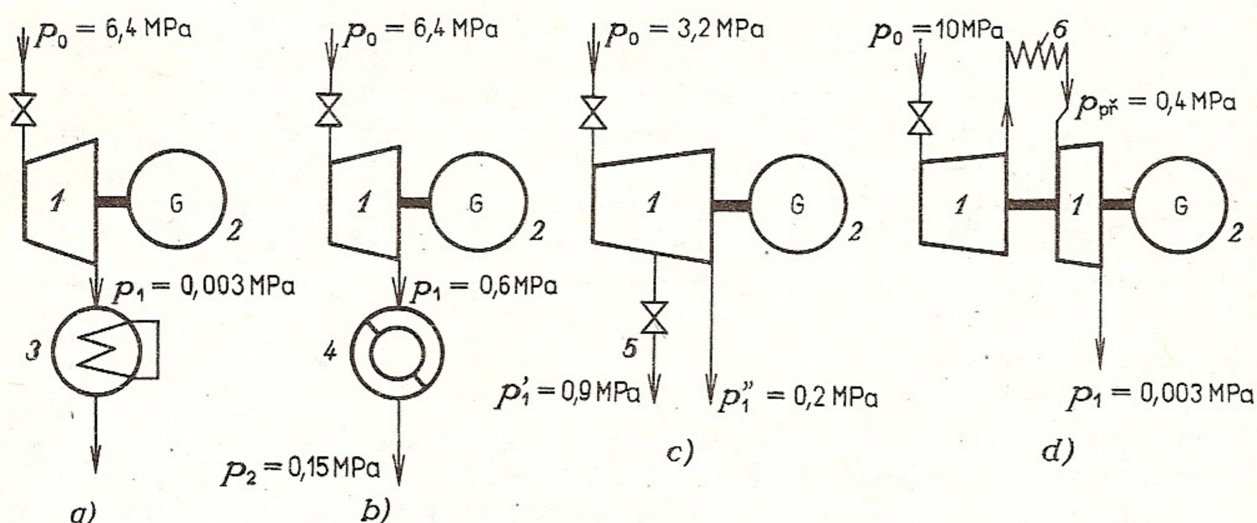
8. Načrtněte a vysvětlete princip přečerpací hydrocentrály.
9. Popište strojní vybavení přečerpávací hydrocentrály.
10. Na jakém principu pracuje Peltonova vodní turbína?
11. Vysv. lete princip Francisovy turbíny.
12. Přiváděč vody k Francisově turbíně má průměr 4 m. Rychlost vody v přiváděči $c = 10\,m.s^{-1}$, spád $H = 60$ m, $\eta = 0{,}88$. Vypočítejte hltnost turbíny a její výkon.
13. Nakreslete schéma a vysvětlete princip Kaplanovy turbíny.
14. Kaplanova turbína má výkon 60 MW při spádu $H = 50$ m a účinnosti $\eta = 0{,}87$. Vypočítejte hltnost turbíny.
15. Čím se liší Dériazova turbína od Kaplanovy?
16. Vysvětlete rozdíly v regulaci turbíny Francisovy a Kaplanovy. Jaký účel má natáčení oběžných lopatek u Kaplanovy turbíny?
17. Jak je zabezpečeno mazání turbíny při rozbíhání a dobíhání stroje?
18. Jak je zajištěna turbína proti přetočení?
19. Jak je zajištěn přiváděč proti tlakové vlně, která vznikne náhlým odlehčením soustrojí?
20. Vysvětlete vznik kavitace u vodních turbín a popište následky kavitačních jevů.

4.7 Parní turbíny

4.7.1 Rozdělení a základní druhy parních turbín

Parní turbíny jsou rotační lopatkové stroje, kde pára protékající mezilopatkovými kanály expanduje a předává svou energii běhounu (rotoru). Přitom se mění tepelná energie páry v energii kinetickou, která se odvádí jako točivý (krouticí) moment na hřídeli turbíny. Parní turbíny se používají hlavně pro pohon elektrických generátorů, čerpadel, turbodmýchadel a turbokompresorů, k pohonu lodí atd.

Podle způsobu přeměny tlakové energie dělíme parní turbíny na *rovnotlakové*, u nichž se otáčí oběžné kolo v prostoru s konstantním tlakem, na *přetlakové*, kde



Obr. 237. Principy parních turbín
a) kondenzační, *b*) protitlaková, *c*) odběrová, *d*) s přihříváním páry
1 – turbína, *2* – třífázový alternátor, *3* – kondenzátor, *4* – spotřebič páry, *5* – odběr, *6* – přihřívák

před oběžným kolem je větší tlak než za ním, a *kombinované*. Podle výstupu páry z turbíny jsou turbíny *kondenzační, protitlakové, odběrové* (s jedním nebo více regulovanými odběry) a *s přihříváním páry* (*obr. 237*).

Odběrové parní turbíny mohou pracovat jak s určitým protitlakem, tak i s napojeným kondenzačním zařízením. Odběrová turbína tedy může být řešena jako protitlaková nebo jako kondenzační.

Podle toho, jak vstupuje pára do pracovního stupně turbíny, po celém obvodu nebo jen v jednom místě, hovoříme o *úplném* (totálním) *ostřiku* nebo o *částečném* (parciálním) *ostřiku.* Podle počtu pracovních stupňů jsou parní turbíny *jednostupňové* a *vícestupňové.* Jednostupňové mohou mít několik rychlostních stupňů.

Parní turbíny vznikly koncem 19. století. Roku 1883 sestrojil a uvedl do provozu turbínu pracující na rovnotlakovém principu švédský inženýr de Laval. Současně s ním pracoval na konstrukci přetlakové parní turbíny Angličan Parsons, který ji uvedl do provozu r. 1884.

Rovnotlaková (akční) turbína

U rovnotlakové parní turbíny nastává expanze páry pouze v rozváděcím zařízení. Tlak zde prudce klesá a rychlost páry roste. V oběžném kole zůstává tlak konstantní ($p_2 = p_1$). Tato podmínka se zajistí tvarem mezilopatkového kanálu, u něhož musí být průtočný průřez konstantní v příslušném řezu na určitém poloměru. Při průtoku páry mezilopatkovým kanálem se nemění relativní rychlost ($w_2 = w_1$) a podle zákona o zachování energie zůstane i tlak konstantní. Absolutní rychlost však klesá, protože měrná kinetická energie

$$Y_k = \tfrac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)$$

se předá oběžným lopatkám.

Konstantní průtočný průřez mezilopatkových kanálů se zajistí vhodným tvarem profilu oběžných lopatek (*tab. 64c*).

V *tab. 64g* je znázorněn teoretický průběh expanze v rovnotlakovém stupni parní turbíny. Má-li se dosáhnout vysokých (nadkritických) rychlostí ostřiku, je nutno vyrobit rozváděcí zařízení jako rozšířené Lavalovy trysky. Kritická rychlost páry je kolem 550 m . s^{-1} a je závislá na stavu páry. Při expanzi páry se ve skutečnosti projeví řada vlivů (ztrát), které jednak změní průběh expanze a jednak zmenší zpracovávaný tepelný spád.

Teoretická výtoková rychlost páry z rozváděcí trysky se stanoví ze vztahu

$$Y = i_0 - i_1 = \tfrac{1}{2}c_1^2\,; \qquad c_1 = \sqrt{2Y} = \sqrt{2\,.\,(i_0 - i_1)}\,,$$

kde i_0, i_1 jsou entalpie páry.

Skutečná rychlost páry je menší

$$c_{1\,\mathrm{sk}} = \varphi\,.\,c_1 = \varphi\,.\,\sqrt{2Y} = \varphi\,.\,\sqrt{2\,.\,(i_0 - i_1)}\,,$$

kde φ je rychlostní součinitel (bývá kolem 0,95).

Tab. 64. Porovnání rovnotlaké a přetlakové parní turbíny

Stupeň rovnotlaké parní turbíny	Stupeň přetlakové parní turbíny
a) Radiální řez	*b*) Radiální řez
c) Tangenciální řez s průběhem tlaku a rychlosti	*d*) Tangenciální řez s průběhem tlaku a rychlosti
e) Rychlostní trojúhelníky	*f*) Rychlostní trojúhelníky
g) Průběh expanze páry	*h*) Průběh expanze páry

Přetlaková (reakční) turbína

U přetlakové parní turbíny klesá tlak v rozváděcím zařízení i v oběžném kole. Oběžné kolo pracuje s určitým přetlakem. Mezilopatkové kanály oběžného kola jsou uspořádány tak, aby relativní rychlost rostla ($w_2 > w_1$), tzn., že tlak klesá. Průřez mezilopatkových kanálů se zmenšuje (*tab. 66d*). U přetlakových turbín je rozváděcí zařízení tvořeno pevným lopatkovým věncem, jehož průtočné mezilopatkové kanály se zužují, takže i v rozváděcím kole roste rychlost a klesá tlak. Průřez kanálů mezi lopatkami není jako Lavalovy trysky, takže výstupní rychlost je pak menší než kritická. Teoretický průběh expanze v přetlakovém stupni je znázorněn v *tab. 66h*. Ve skutečnosti se opět projeví vliv ztrát, které mění charakter expanzní křivky a zmenšují tepelný spád zpracovaný v turbíně.

Stupeň reakce

$$\varrho_R = \frac{Y_{ob}}{Y_{ob} + Y_r} = \frac{Y_{ob}}{Y},$$

kde $\varrho_R = 0$ až 0,6, výjimečně i více. Stupeň reakce udává, jak velká část celkového adiabatického spádu je zpracována v oběžném kole. Pro $\varrho_R = 0$ je také $Y_{ob} = 0$, tzn., že v oběžném kole nenastává expanze páry, což platí pro rovnotlakový stupeň. Při $\varrho_R = 0{,}5$ je 50 % adiabatického spádu zpracováno v oběžném kole a 50 % v rozváděcím kole, při $\varrho_R = 0{,}1$ zpracuje oběžné kolo pouze 10 % celkového adiabatického spádu, 90 % je zpracováno v rozváděcích lopatkách. Hovoříme o rovnotlakovém stupni s malou reakcí.

Porovnání rovnotlakové a přetlakové parní turbíny

U rovnotlakové parní turbíny se otáčí oběžné kolo v prostoru s konstantním tlakem. Radiální i axiální vůle mezi oběžnými lopatkami a ostatními díly parní turbíny mohou být dost velké, aniž by se mimořádně zvětšily ztráty.

U přetlakové turbíny pracuje oběžné kolo s určitým přetlakem a příslušné vůle musí být co nejmenší (pouze takové, aby byla zabezpečena dilatace), jinak vzrostou neúměrně tlakové ztráty a ztráty nevyužitou párou.

U rovnotlakové turbíny je vhodný částečný (parciální) ostřik, aby první řada oběžných lopatek měla dostatečnou délku (krátké lopatky jsou nevýhodné – zhoršená účinnost).

U přetlakových turbín musí být vždy úplný ostřik se zřetelem na přetlak v mezeře. Pro vysoké provozní tlaky a malé průtoky páry u malých strojů jsou oběžné lopatky příliš krátké; důsledkem jsou velké ztráty, malá účinnost. V oblasti nízkých tlaků jsou tyto nedostatky přetlakové turbíny zanedbatelné.

Rovnotlaková parní turbína je schopna při velmi dobré účinnosti zpracovat velký tepelný spád. V nízkotlaké oblasti má však účinnost nižší.

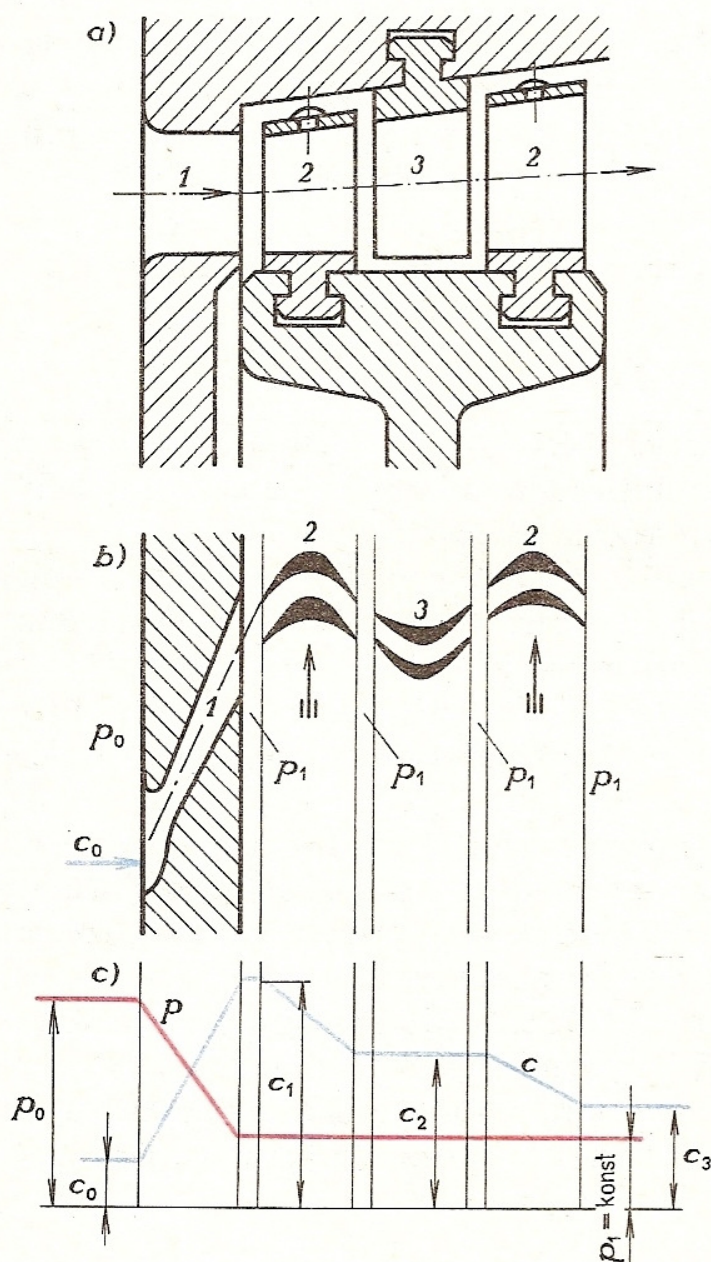
Z těchto důvodů je vhodné, aby velká parní turbína byla kombinovaná, a to v oblasti vysokých tlaků jako rovnotlaková a v oblasti nízkých tlaků jako přetlaková.

Přetlakový pracovní stupeň je schopen zpracovat poměrně malý tepelný spád (20 až 40 kJ . kg^{-1}), tzn., že přetlaková část kombinované parní turbíny bude vícestupňová s velkým počtem tlakových stupňů. Zvláštní řešení je rovnotlaková parní turbína s malým stupněm reakce; má malý počet stupňů, je poměrně krátká a má malou hmotnost. Přitom jsou spojeny výhody rovnotlakové a přetlakové turbíny.

Vícestupňové turbíny

Zpracovat celý tepelný spád v jednom pracovním stupni lze pouze v malé parní turbíně, která bude podobná Lavalově. Zpracovat velký tepelný spád s dobrou účinností lze pouze ve vícestupňové turbíně, kde pára postupně expanduje v jednotlivých stupních.

a) *Curtisova parní turbína*
(C-kolo, jednostupňová vícevěncová rovnotlaková turbína s rychlostními stupni)



Obr. 238. Curtisova rovnotlaková turbína s rychlostními stupni
a) podélný řez olopatkováním,
b) tangenciální řez, *c*) průběh tlaku a rychlosti
1 – rozváděcí tryska, *2* – oběžné lopatky, *3* – vratné lopatky

Pára předává svou kinetickou energii oběžným lopatkám postupně podle toho, kolik turbína rychlostních stupňů má. Používají se 2 až 4 rychlostní stupně. Turbína má pak menší provozní otáčky než např. původní jednostupňová de Lavalova turbína, která měla 30 000 otáček za minutu, tj. $500\,s^{-1}$ (*obr. 238*).

Protože u C-kola je v oběžném kole konstantní tlak, patří mezi rovnotlakové parní turbíny. Používá se buď jako samostatná turbína menších výkonů, např. k pohonu napáječek, turbodmýchadel apod., nebo u velkých turbín tvoří první část, tzv. regulační stupeň (u vícestupňových turbín i kombinovaných).

b) *Vícestupňová rovnotlaková parní turbína*

Pára postupně expanduje v jednotlivých rovnotlakových stupních turbíny, které jsou řešené jako rovnotlakové stupně. V každém pracovním stupni klesne tlak pouze v rozváděcím zařízení, v oběžných lopatkách zůstává tlak konstantní.

c) *Vícestupňová přetlaková parní turbína*

Tlak klesá stále ve směru průtoku páry, a to jak v rozváděcích, tak i v oběžných lopatkách.

4.7.2 Použití různých typů parních turbín

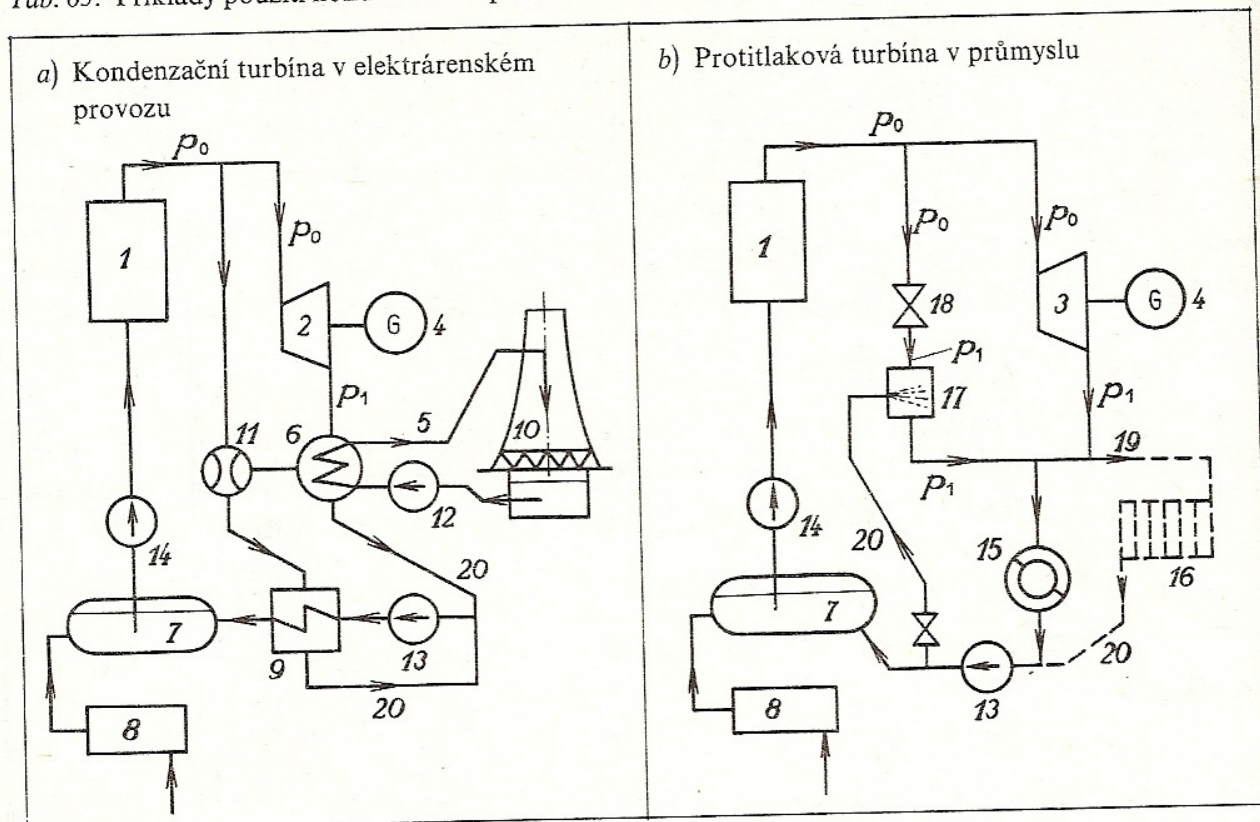
a) Zařízení s kondenzační parní turbínou (turbínami) je typické pro tepelné elektrárny. Veškerá tepelná energie páry se mění v mechanickou práci (kroutící moment na hřídeli turbíny) a ta se mění v elektrickou energii v alternátoru (*tab. 65a*).

b) Zařízení s protitlakovou parní turbínou se používá tam, kde je mimo elektrickou energii zapotřebí ještě tlaková pára k různým účelům, např. v různých technologických procesech nebo k vytápění. Tato pára se získá jednak jako výstupní pára z protitlakové turbíny, jednak redukcí páry vyrobené v parním generátoru, za současného vstřikování kondenzátu, kterým se reguluje potřebná teplota nízkotlaké páry. Kondenzát se odpaří a získá se další nízkotlaká pára (*tab. 65b*). Tento způsob je vhodný zejména v takovém technologickém zařízení, kde se předpokládá značná spotřeba nízkotlaké páry.

c) Je-li požadována velká spotřeba nízkotlaké páry i elektrické energie, je vhodné použít parní turbínu odběrovou s jedním nebo s více regulovanými odběry. Pro dobré energetické využití je vhodná kondenzační odběrová turbína. Odběr páry z turbíny bývá regulován tak, aby tlak byl konstantní. Při poklesu tlaku (nastane při větší spotřebě páry v rozvodu) přichází do nízkotlaké části turbíny menší množství páry.

d) Kombinované seskupení parních turbín nalezneme v teplárenském provozu, kde jsou instalovány jak turbíny protitlakové, tak i kondenzační. Teplárna produkuje jednak elektrickou energii a jednak tlakovou páru, kterou rozvádí dálkovým rozvodem spotřebitelům.

Tab. 65. Příklady použití kondenzační a protitlakové parní turbíny



1 – parní generátor, *2* – kondenzační turbína, *3* – protitlaká turbína, *4* – alternátor, *5* – chladicí voda, *6* – kondenzátor, *7* – zásobník napájecí vody, *8* – úpravna vody, *9* – ohřívání kondenzátu, *10* – chladicí věž, *11* – paroproudá vývěva, *12* – chladicí čerpadlo, *13* – čerpadlo na kondenzát, *14* – napájecí čerpadlo, *15* – spotřebič páry, *16* – topná nebo sušicí tělesa, *17* – nastřikování kondenzátu, *18* – redukční ventil, *19* – pára k topným účelům, *20* – kondenzát

4.7.3 Ztráty v parní turbíně, účinnosti

Tak jako u každého stroje jsou i při provozu parní turbíny ztráty, které lze rozdělit na ztráty vnitřní a vnější.

a) *Vnitřní ztráty*

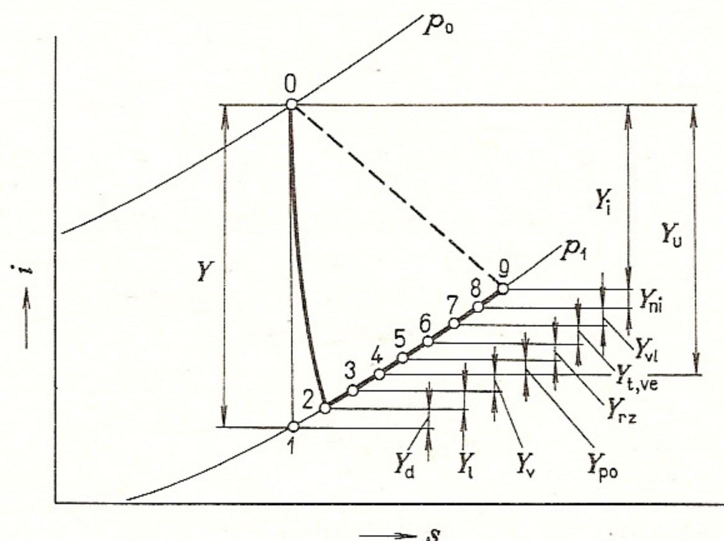
1. Ztráta v rozváděcím zařízení (ztráta v trysce) Y_d
2. Ztráta v oběžných lopatkách Y_l
3. Ztráta výstupní Y_v
4. Ztráta parciálním ostřikem Y_{po}
5. Ztráta rozčepýřením Y_{rz}
6. Ztráta třením rotoru o páru Y_t } $Y_{t,ve}$
7. Ztráta ventilací neostříknutých lopatek Y_{ve} }
8. Ztráta vlhkostí páry Y_{vl}
9. Ztráta netěsností vnitřních ucpávek Y_{ni}

b) *Vnější ztráty*

1. Ztráta netěsností vnějších ucpávek Y_{ne}
2. Ztráty mechanické Z_m

3. Ztráty sáláním a vedením tepla $Z_{s,v}$

Jednotlivé ztráty (mimo ztráty vnější) lze znázornit v diagramu *i–s* (*obr. 239*).



Obr. 239. Ztráty v parní turbíně

Účinnosti parní turbíny

Odečtou-li se od teoretické měrné energie Y ztráty Y_d, Y_l a Y_v, dostaneme obvodovou měrnou energii Y_u.

Poměr $Y_u/Y = \eta_u$ se nazývá *obvodová účinnost*, která podává obraz o stupni využití energie v rozváděcím zařízení a v oběžných lopatkách turbíny.

Odečteme-li další ztráty, tj. Y_{po}, Y_{rz}, $Y_{t,ve}$, Y_{vl} a Y_{ni}, zůstává z původní měrné energie Y vnitřní měrná energie Y_i. Poměr $Y_i/Y = \eta_i$ je tzv. *vnitřní* (*indikovaná*) *účinnost* turbíny, zahrnující všechny vnitřní ztráty. Vynásobíme-li vnitřní měrnou energii mechanickou účinností, dostaneme tzv. efektivní měrnou energii Y_e:

$$Y_e = Y_i \cdot \eta_m ,$$

kde η_m zahrnuje ztráty mechanické, ztráty vnějšími netěsnostmi a ztráty sáláním a vedením.

Efektivní neboli *vnější účinnost* parní turbíny

$$\eta_e = \frac{Y_e}{Y} = \frac{Y_i \cdot \eta_m}{Y} = \eta_i \cdot \eta_m ; \qquad \eta_e = 0{,}42 \text{ až } 0{,}87 .$$

Velmi záleží na velikosti turbíny a na jejích pracovních parametrech, hlavně na tlaku a teplotě páry.

Tepelná (*termická*) *účinnost*

$$\eta_t = \frac{Y}{i_0 - i_{nv}} = \frac{i_0 - i_1}{i_0 - i_{nv}} ,$$

kde i_0 je entalpie páry vstupující do parní turbíny,

i_1 – entalpie páry vystupující z turbíny,

i_{nv} – entalpie napájecí vody přiváděné do parního generátoru.

Termodynamická účinnost je v podstatě efektivní účinností. Je to poměr skutečně získané práce z parní turbíny k práci, kterou by bylo možno získat, kdyby turbína pracovala beze ztrát:

$$\eta_{td} = \frac{P_e}{P_0} = \frac{Q_{mp} \cdot Y_e}{Q_{mp} \cdot Y} = \frac{Y_e}{Y} = \eta_e .$$

Porovnáme-li práci na spojce turbíny s energií přivedenou do topeniště parního generátoru v určitém množství paliva s příslušnou výhřevností, dostaneme tzv. *celkovou účinnost soustavy* parní generátor–parní turbína:

$$\eta_c = \frac{Q_{mp} \cdot Y_e}{Q_{mu} \cdot q_n},$$

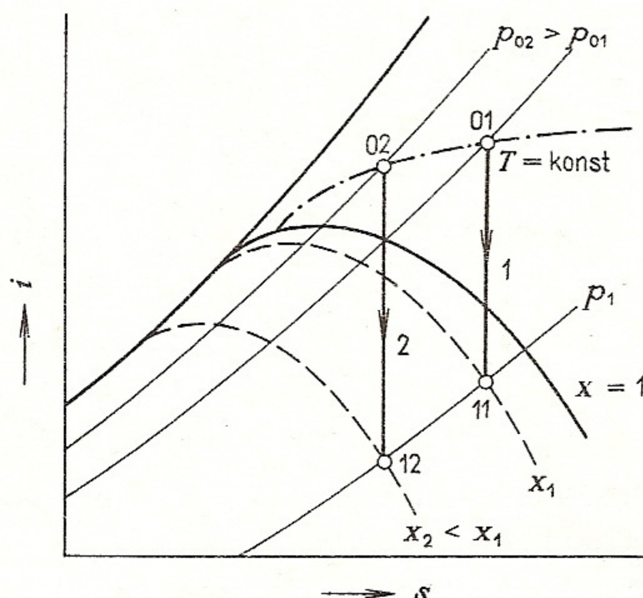
kde Q_{mp} je hmotnostní průtok páry turbínou $(kg \cdot s^{-1})$,
Y_e – efektivní měrná energie $(J \cdot kg^{-1})$,
Q_{mu} – množství paliva spáleného za 1 s v topeništi $(kg \cdot s^{-1})$,
q_n – výhřevnost paliva $(J \cdot kg^{-1})$.

Celková účinnost $\eta_c = 0{,}16$ až $0{,}35$; pouze u nejmodernějších energetických zařízení se blíží hodnotě 0,4.

Vliv stavu páry na tepelnou účinnost turbíny

S rostoucím tlakem páry a s teplotou přehřátí roste i tepelná účinnost turbíny. Působí však řada vlivů, které omezují růst těchto dvou základních parametrů páry. Je to hlavně volba materiálů nejen na tepelně a tlakově namáhané díly parní turbíny, ale i na části parního generátoru a parovodu mezi kotlem a turbínou. Při vysokých provozních teplotách a tlacích je nutno uvažovat *trvalé tečení materiálu* (creep). Připustná napětí v těchto namáhaných dílech se volí nikoliv se zřetelem na mez kluzu, ale na mez pevnosti při tečení.

Vhodné materiály jsou oceli legované Cr, Mo, W, V.



Obr. 240. Růst vlhkosti páry vystupující z turbíny s rostoucím admisním tlakem

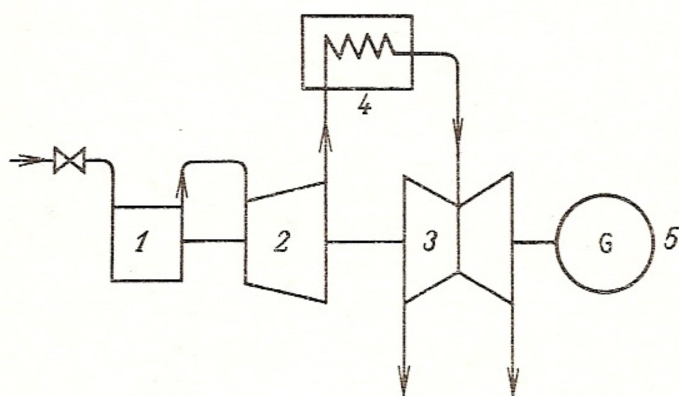
Zvyšování tlaku páry má nepříznivé důsledky proto, že se zmenší měrný objem protékající páry, takže při stejném hmotnostním průtoku se zmenší objem. Lopatky jsou pak velmi krátké a účinnost se zhorší. To se projevuje zejména u vysokotlakých částí parní turbíny a u turbíny s malým průtokem páry.

Mimoto s rostoucím tlakem stoupá po expanzi v posledních stupních turbíny vlhkost páry (*obr. 240*). Tím vzrůstá ztráta vlhkosti páry. Přípustná výstupní vlhkost páry je 12 % (suchost $x = 0{,}88$).

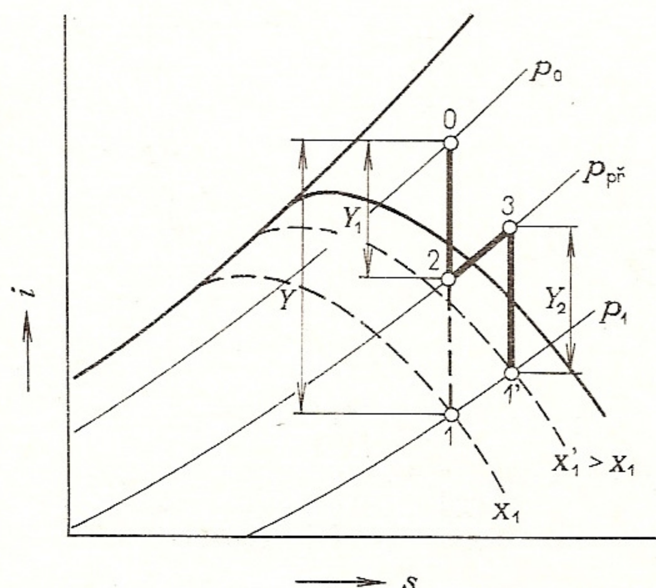
Možnosti zvýšení tepelné účinnosti parní turbíny

Tepelnou účinnost parní turbíny lze zvýšit buď *ohříváním kondenzátu* párou odebíranou na vhodném místě z parní turbíny, nebo párou, která expandovala v paroproudé vývěvě kondenzačního zařízení.

Další možností, jak zvýšit tepelnou účinnost, je *přihřívání páry* před vstupem do nízkotlaké části parní turbíny. Pára se přihřeje buď v přihříváku umístěném přímo v parním generátoru, nebo ostrou párou v přihřívacím zařízení mimo parní generátor. Přihřátí páry má ještě tu výhodu, že pára vystupující z posledních stupňů parní turbíny má podstatně menší vlhkost než u turbíny pracující za stejných podmínek, ale bez přihřívání páry (*obr. 241* a *242*).



Obr. 241. Princip přihřívání páry před vstupem do nízkotlakové části parní turbíny
1 – vysokotlaká část,
2 – středotlaká část,
3 – nízkotlaká část,
4 – přihřívák páry,
5 – třífázový alternátor



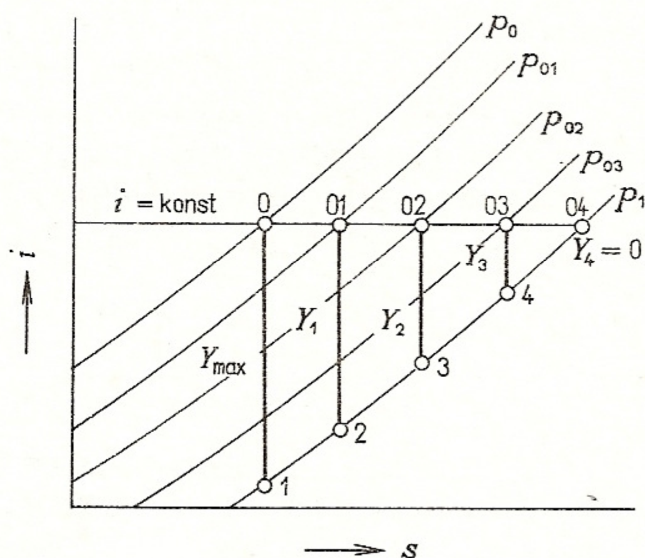
Obr. 242. Zmenšení vlhkosti vystupující páry z turbíny přihříváním

4.7.4 Regulace parních turbín

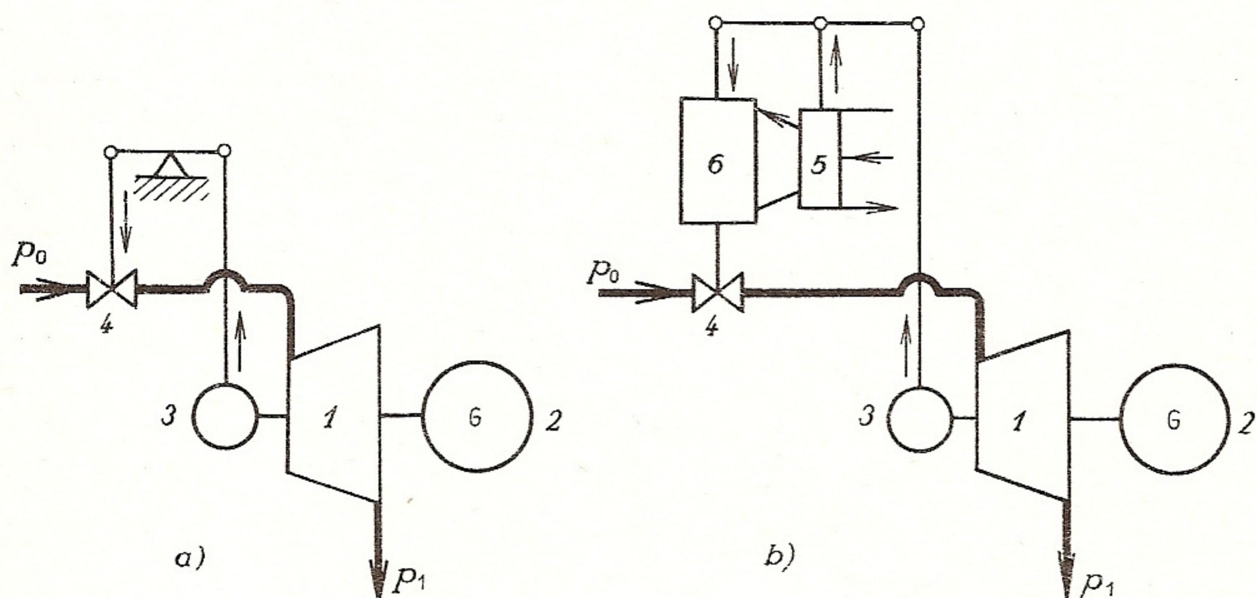
Výkon parní turbíny je možno regulovat změnou jedné z veličin, na nichž závisí, tj. Q_{mp}, Y nebo η_c. Měnit celkovou účinnost, a tím regulovat výkon, není vhodné. Zbývá tedy regulace změnou velikosti měrné energie nebo regulace změnou hmotnostního průtoku páry.

a) *Regulace změnou velikosti měrné energie*
(regulace škrcením páry — kvalitativní regulace)

Škrcením páry se dosáhne postupného snižování admisního tlaku páry vstupující do parní turbíny. Tak se postupně zmenšuje měrná energie, a tím i výkon turbíny. Protože se škrcením pára znehodnocuje, je tento způsob nehospodárný. Avšak pro



Obr. 243. Změna velikosti měrné energie škrcením páry



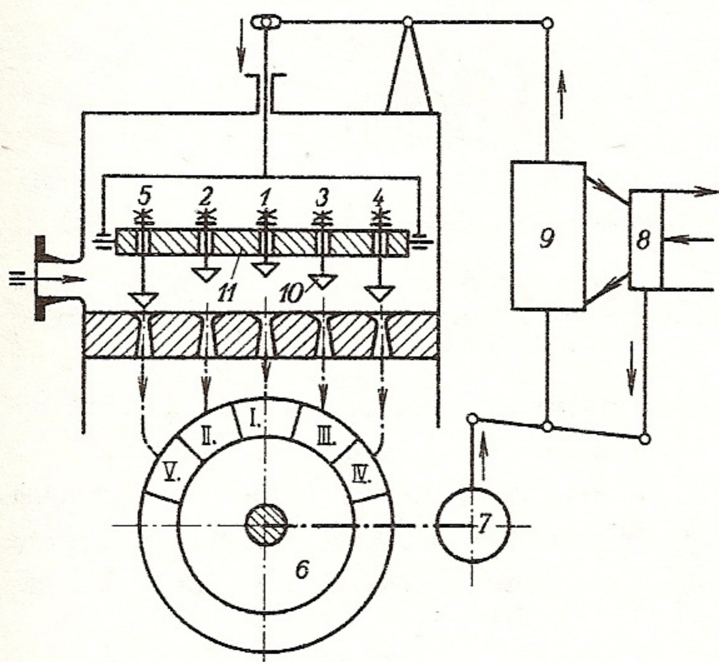
Obr. 244. Způsoby regulace parních turbín
a) přímá (direktní) kvalitativní regulace, *b*) nepřímá (indirektní) kvalitativní regulace: *1* — parní turbína, *2* — třífázový alternátor, *3* — rychlostní čidlo, *4* — akční člen (škrticí ventil), *5* — rozváděč, *6* — servomotor

svou jednoduchost a nízkou cenu regulačního zařízení se může použít u malých strojů, kde ztráty škrcením nejsou tak výrazné. Na *obr. 243* je v diagramu *i–s* zakresleno snižování admisního tlaku páry a měrné energie postupným škrcením admisní páry ve škrticím ventilu.

Při tomto způsobu regulace je možno ovládat škrticí ventil (akční člen) buď přímo rychlostním čidlem (direktní regulace, *obr. 244a*), nebo mezi čidlo a akční člen je vložen servomotor s rozváděcím šoupátkem tlakového oleje (indirektní regulace, *obr. 244b*). U větších strojů je vždy nepřímý (indirektní) způsob regulace, protože u přímého ovládání akčního členu rychlostním čidlem musí práci potřebnou k přestavení škrticího ventilu vykonat čidlo, které musí být dostatečně dimenzováno (velká hmotnost), a tím je značně necitlivé na změny otáček rotoru turbíny vlivem proměnlivého zatížení v provozu.

b) *Regulace změnou hmotnostního průtoku páry*
(kvantitativní regulace)

Tento způsob regulace je proti regulaci kvalitativní hospodárnější a prakticky se používá u všech větších jednotek. Vstup páry do turbíny je řízen regulačními ventily v několika sekcích, které se při zatěžování soustrojí postupně otevírají, a naopak při odlehčování se postupně uzavírají. Jednotlivé regulační ventily lze ovládat např. prostřednictvím posuvného trámce (*obr. 245*) nebo natáčením regulačního vačkového hřídele (*obr. 246*).



Obr. 245. Schéma kvantitativní trámcové (traverzové) regulace
1 až *5* – vstupní regulační ventily, *6* – turbína, *7* – rychlostní čidlo, *8* – rozváděč, *9* – servomotor, *10* – kuželka ventilu, *11* – trámec (traverza), *I* až *V* – odpovídající tryskové segmenty

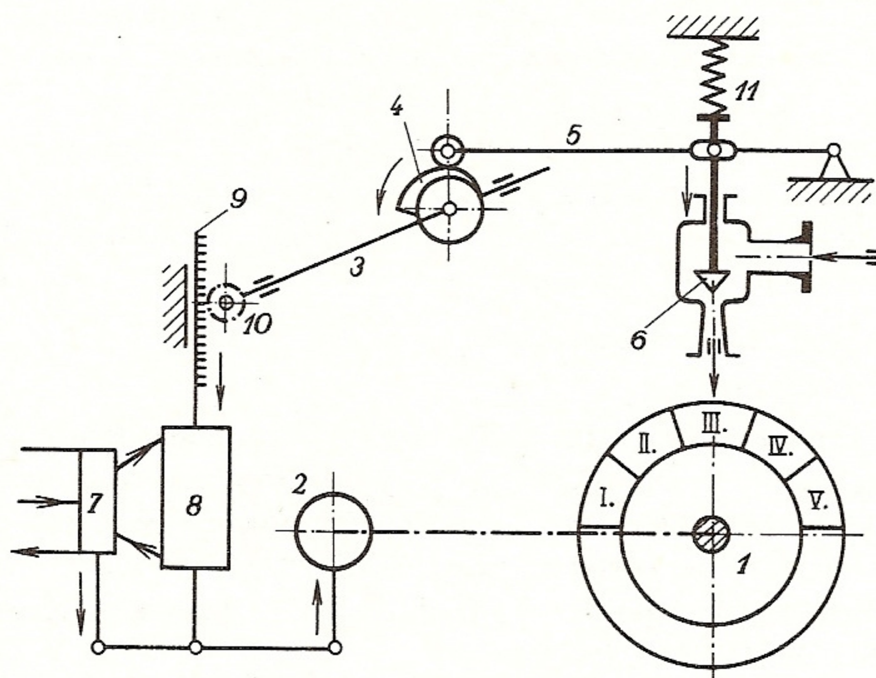
Pojistná a zabezpečovací zařízení parních turbín

Moderní parní turbíny (zejména střední a velké) jsou vybaveny řadou zařízení, která je chrání před poškozením. Jsou to zvláště tato pojistná a zabezpečovací zařízení:

1. Pojistný regulátor, který při překročení normálních otáček rotoru o 9 až 11 %

uzavře prostřednictvím hydraulického servomechanismu rychlouzávěr v hlavním přívodu páry.

2. Rychlouzávěr páry je hydraulicky nebo mechanicky spřažen s čidlem, které hlídá axiální posuv rotoru. Při poškození výstelky axiálního ložiska by mimořádně velký osový posuv měl za následek zničení olopatkování stroje.



Obr. 246. Schéma kvantitativní regulace s natáčivým vačkovým hřídelem (regulace mechanicko-hydraulická)

1 – turbína, *2* – rychlostní čidlo, *3* – vačkový hřídel, *4* – vačka, *5* – páka ventilu, *6* – kuželka regulačního ventilu, *7* – rozváděč, *8* – servomotor, *9* – ozubená tyč, *10* – pastorek, *11* – pružina, *I* až *V* – vstupní tryskové segmenty

3. Při poklesu tlaku regulačního nebo mazacího oleje se též ihned uzavře rychlouzávěr.

4. Podobně je sledován tlakovým čidlem tlak v kondenzátoru. Zvýší-li se, uzavírá se přívod páry do turbíny.

5. Pojistné membrány, které jsou přitlačovány atmosférickým tlakem chrání kondenzátor proti poškození při náhlém zvýšení vnitřního tlaku.

6. Po uzavření rychlouzávěru turbína setrvačností dobíhá. V této době se musí zajistit dostatečné mazání a chlazení hlavních ložisek. Proto se automaticky zapíná v závislosti na poklesu tlaku mazacího oleje pomocné olejové čerpadlo, které zabezpečuje potřebný tlak a průtok oleje.

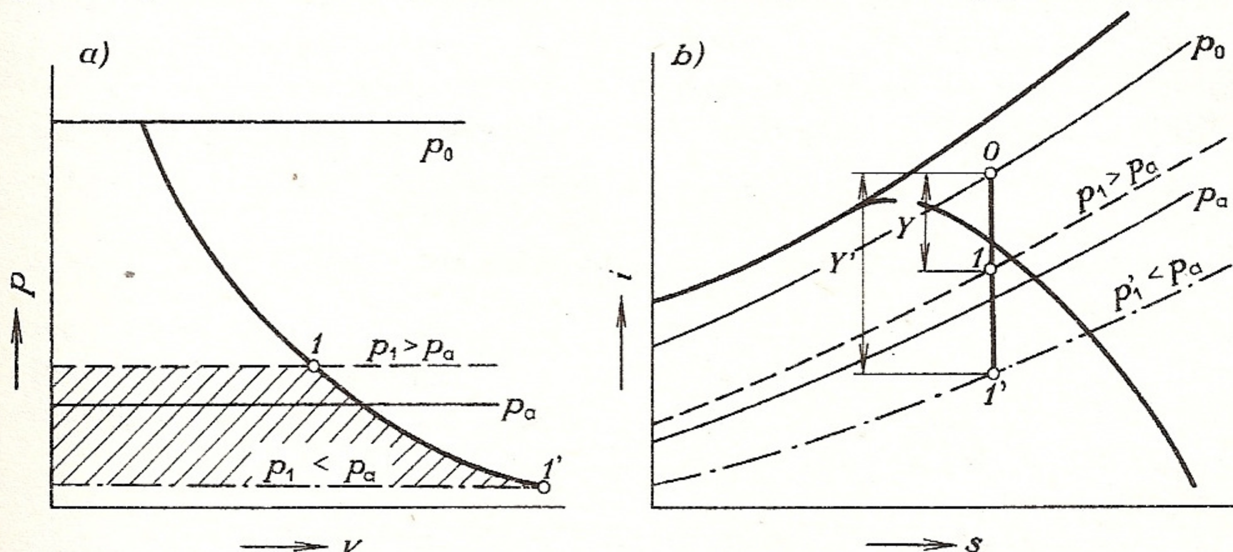
7. U protitlakových turbín musí být ve výstupním potrubí pojistný ventil, jenž při nepřípustném zvýšení tlaku vypustí přebytečnou páru do atmosféry.

8. U některých strojů bývá rychlouzávěr spřažen s čidly, která hlídají teplotu axiálního ložiska.

9. Aby do parní turbíny nevnikly mechanické nečistoty, bývá před spouštěcím ventilem síto z ocelového plechu (z materiálu odolného proti vysokým provozním teplotám).

4.7.5 Kondenzační zařízení parních turbín

Toto zařízení je nedílnou součástí kondenzačních turbín. Umožňuje úplné využití energie páry v turbíně (*obr. 247*). Pára vystupující z parní turbíny proudí do kondenzátoru, kde se sráží při nízkém tlaku 0,062 až 0,005 MPa a vznikající kondenzát je odčerpáván do zásobníku kondenzátu. Odtud je znovu napájecím čerpadlem čerpán do parního generátoru (*tab. 67a*). Kondenzátor je trubkový výměník. Trubkami proudí studená voda, která se při průchodu kondenzátorem ohřeje a čerpadlem je vháněna do chladicí věže, kde se ochladí a znovu se vrací do kondenzátoru. Nízký tlak ve vnitřním prostoru kondenzátoru je udržován vývěvou, nejčastěji paroproudovou.



Obr. 247. Výhody kondenzační turbíny
a) energie získaná v kondenzační turbíně a v turbíně protitlaké (šrafovaná plocha),
b) prodloužení teoretické adiabatické expanze páry v turbíně zařazením kondenzátoru

Základní výpočet kondenzátoru (*obr. 248*)

Teplo, které se za 1 s odebere páře v kondenzátoru a předá chladicí vodě (tepelný výkon kondenzátoru), je

$$\dot{Q}_k = Q_{mp} \cdot (i_p - i_k),$$

kde Q_{mp} je hmotnostní průtok páry vstupující do kondenzátoru (kg . s^{-1}),
i_p – entalpie páry vstupující do kondenzátoru (J . kg^{-1}),
i_k – entalpie odčerpávaného kondenzátu, $i_k = c_k \cdot t_k$ (J . kg^{-1}),
c_k – měrná tepelná kapacita kondenzátu (J . kg^{-1} . K^{-1}),
t_k – teplota kondenzátu (°C).

Hmotnostní průtok páry se vypočítá z výkonu turbíny

$$Q_{mp} = \frac{10^6 P}{Y_e},$$

kde P je výkon turbíny (MW).

Potřebný průtok chladicí vody pro kondenzátor se vypočítá z tepelného výkonu kondenzátoru:

$$\dot{Q}_k = Q_{mv} \,.\, c \,.\, \Delta t_v = Q_{mv} \,.\, c \,.\, (t_{v2} - t_{v1}),$$

z toho

$$Q_{mv} = \frac{\dot{Q}_k}{c \,.\, \Delta t_v},$$

$\Delta t_v = t_{v1} - t_{v2}$ je ohřátí chladicí vody (bývá kolem 10 °C).

Velikost teplosměnné plochy svazků trubek v kondenzátoru vypočítáme z rovnice

$$\dot{Q}_k = S_k \,.\, k \,.\, \Delta t_s \,.\, \eta_k \,.$$

Velikost středního teplotního spádu závisí na poměru $\Delta t_1/\Delta t_2$:

$$\text{pro} \quad \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} < 2 \quad \text{je} \quad \Delta t_s = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2},$$

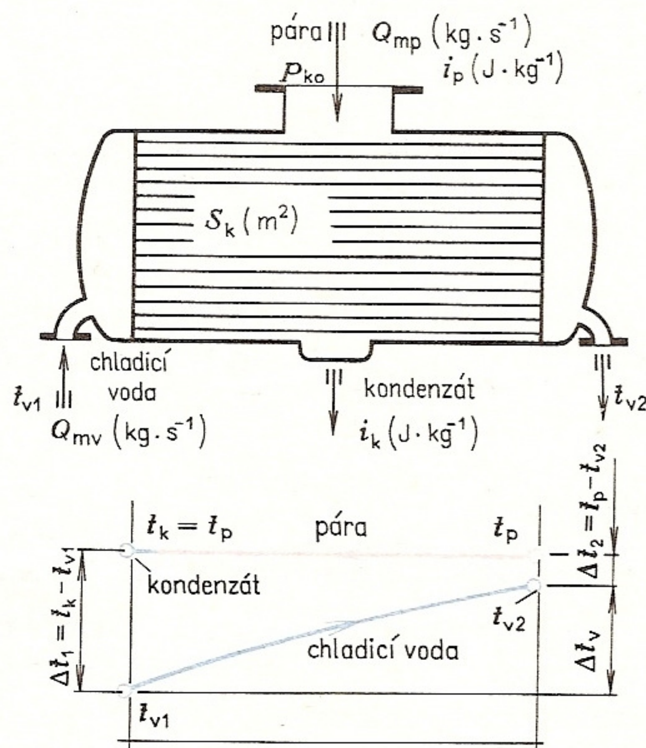
$$\text{pro} \quad \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} > 2 \quad \text{je} \quad \Delta t_s = 0{,}434 \,.\, \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\log \Delta t_1/t_2}.$$

Známe-li teplosměnnou plochu S_k a volíme-li chladicí trubky určitého vnějšího průměru d_1, bude povrch 1 m trubek

$$S_1 = \pi \,.\, d_1 \,.\, l_1 = \pi \,.\, d_1, \qquad l_1 = 1\,\text{m}\,.$$

Potřebný počet běžných metrů chladicích trubek

$$l_c = \frac{S_k}{S_1}.$$

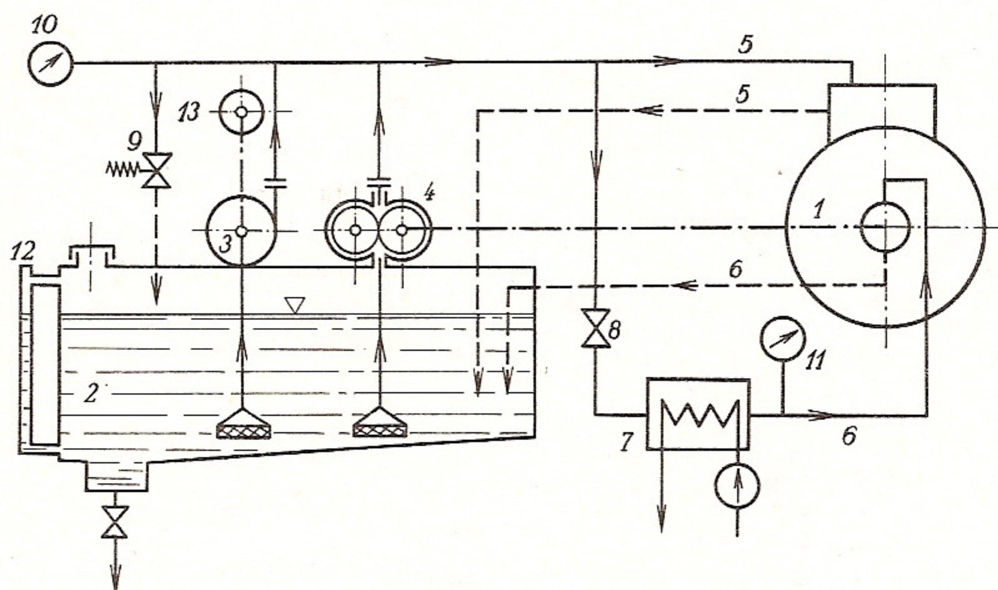


Obr. 248. Schéma kondenzátoru, průběh teploty páry a chladicí vody

Velikost součinitele prostupu tepla k je značně proměnlivá. V praxi se odečítá z nomogramu nebo se stanoví výpočtem. Pro trubkový kondenzátor je $k = 1\,600$ až $3\,500\,\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$. Chladicí trubky pro kondenzátory mají vnější průměr 18 až 30 mm. Tloušťka stěny bývá 1 mm. Trubky jsou obvykle mosazné, trubkovnice je z oceli. Konce trubek jsou do trubkovnice zaválcovány. Kondenzátor musí být uložen pružně a také vstupní hrdlo kondenzátoru s výstupním hrdlem turbíny je spojeno *pružným kompenzátorem*, který vyrovnává tepelné dilatace.

4.7.6 Olejové hospodářství parní turbíny

Parní turbína je vybavena jednak olejovým *mazacím okruhem*, jednak *regulačním*. Potřebný tlak oleje je zajištěn nejméně dvěma čerpadly. Při rozběhu a doběhu turbíny po odstavení zásobuje *pomocné olejové čerpadlo* oba okruhy tlakovým

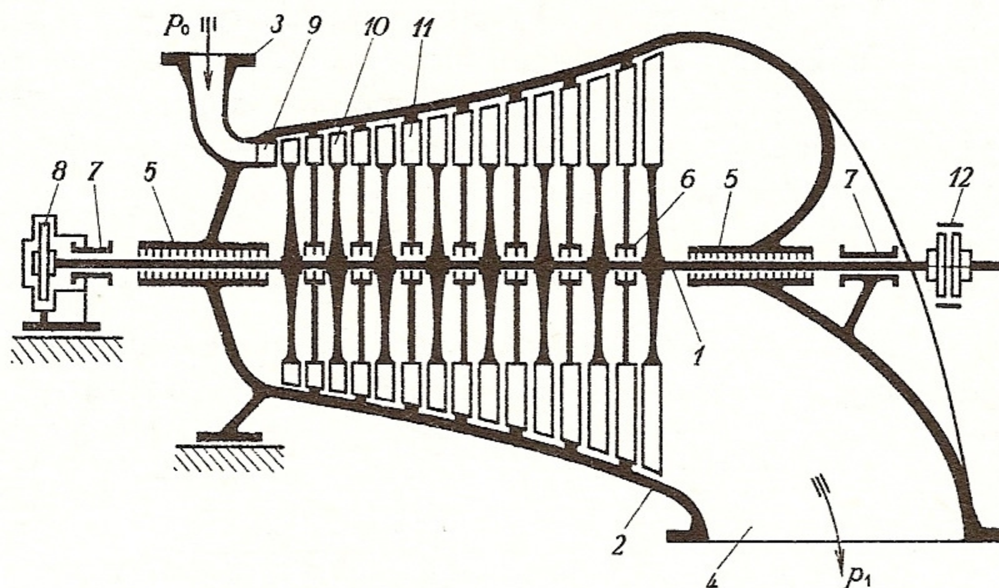


Obr. 249. Olejové hospodářství parní turbíny
1 — turbína, *2* — zásobní nádrž oleje, *3* — pomocné olejové čerpadlo, *4* — hlavní olejové čerpadlo, *5* — rozvod regulačního oleje, *6* — rozvod mazacího oleje, *7* — chladič mazacího oleje, *8* — redukční ventil, *9* — pojistný ventil, *10* — manometr regulačního okruhu, *11* — manometr mazacího okruhu, *12* — olejoznak, *13* — poháněcí jednotka pomocného olejového čerpadla

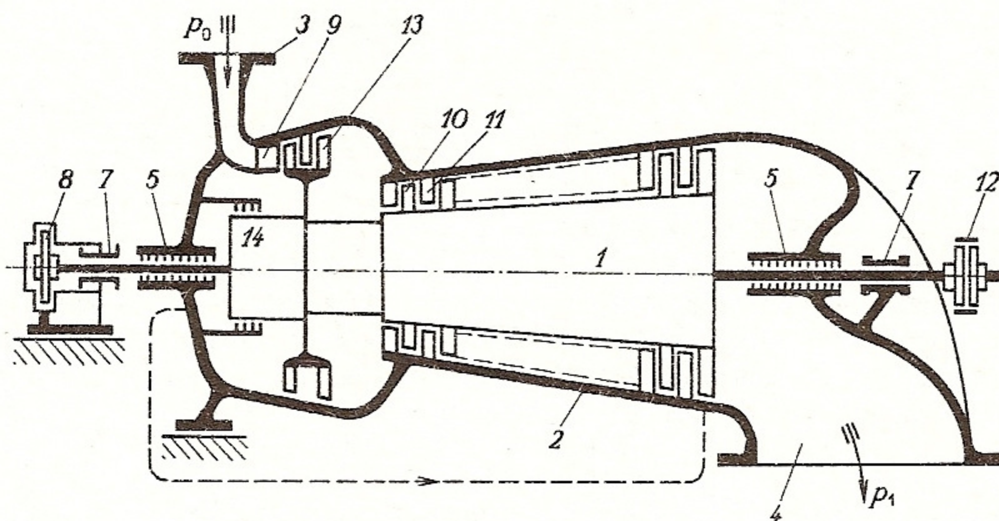
olejem. Při provozu (při normálních otáčkách) plní tuto funkci *hlavní olejové čerpadlo*. Pomocné čerpadlo je samostatně poháněno buď elektromotorem, nebo malou parní turbínou. Hlavní olejové čerpadlo je poháněno přes převodovku od hřídele parní turbíny. Pomocné čerpadlo bývá obvykle odstředivé hydrodynamické; hlavní čerpadlo je zubové (*obr. 249*). Tlak oleje je pro regulační okruh 0,5 až 0,7 MPa, pro mazací okruh je tlak seškrcen asi na 0,2 MPa.

4.7.7 Hlavní části parních turbín

Jednotlivé hlavní části rovnotlakové a přetlakové turbíny jsou zjednodušeně znázorněny na *obr. 250* a *251*.



Obr. 250. Podélný řez rovnotlakou kondenzační parní turbínou
1 – rotor, *2* – skříň, *3* – vstupní hrdlo, *4* – výstupní hrdlo, *5* – vnější ucpávky, *6* – vnitřní ucpávky, *7* – radiální ložiska, *8* – axiální ložisko, *9* – vstupní trysky, *10* – oběžná kola, *11* – rozváděcí kola (mezistěny), *12* – spojka

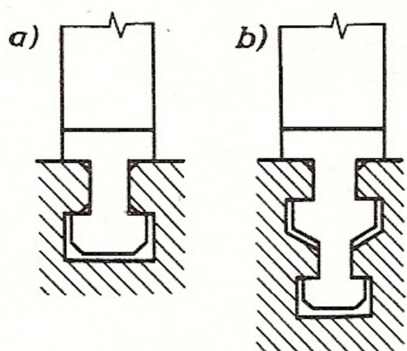


Obr. 251. Podélný řez přetlakovou protitlakou turbínou s předřazeným C-kolem
1 – bubnový rotor, *2* – skříň, *3* – vstupní hrdlo, *4* – výstupní hrdlo, *5* – vnější ucpávky, *6* – vnitřní ucpávky (viz *obr. 250*), *7* – radiální ložiska, *8* – axiální ložisko, *9* – vstupní trysky, *10* – oběžné lopatky, *11* – rozváděcí lopatky, *12* – spojka, *13* – C-kolo, *14* – vyrovnávací píst

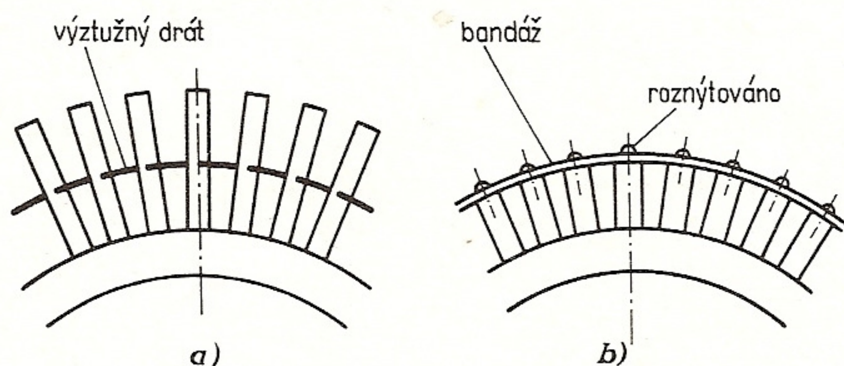
Rotor

Může to být buď hřídel s nasazenými oběžnými koly, nebo buben vybíhající na obou koncích v hřídel. Na obvodu kol nebo bubnu jsou vysoustruženy drážky k uchycení oběžných lopatek. Rotor je výkovek. Celý rotor včetně olopatkování musí být pečlivě staticky i dynamicky vyvážen.

Kritické otáčky se musí lišit od provozních otáček nejméně o 20 %. Rotory, které mají kritické otáčky nižší než provozní, se nazývají *elastické*, rotory, jejichž kritické otáčky jsou vyšší než provozní, se nazývají *tuhé*. Velikost kritických otáček je možno vypočítat z prohnutí rotoru vlastní tíhou (viz SPS I, str. 201).



Obr. 252. Uchycení oběžných lopatek parní turbíny



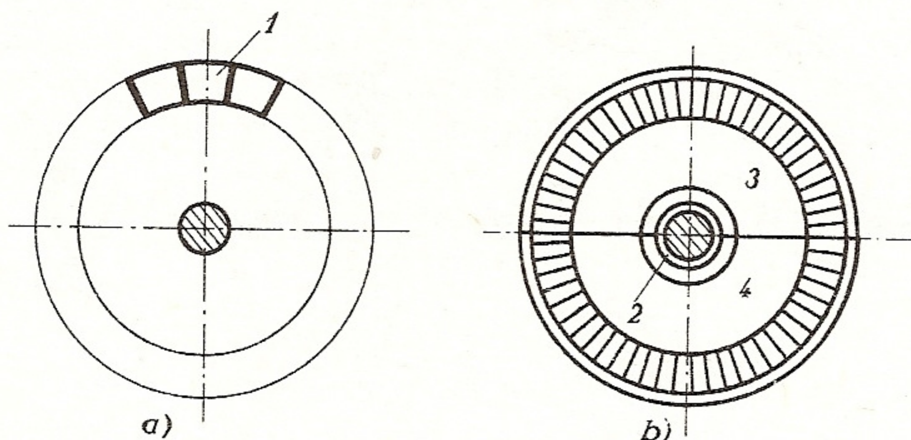
Obr. 253. Způsoby vyztužování oběžných lopatek
a) drátem, *b*) obvodovou bandáží

Oběžné lopatky jsou uchyceny v drážkách a jsou vyrobeny buď z válcovaných profilů, nebo jsou vyfrézovány z plného materiálu. Velké lopatky se předkovou a obrábějí kopírovacím způsobem nebo podle numerického programu, popř. jsou čistě odlity. Krátké oběžné lopatky musí mít konstantní úhly β_1 a β_2 a konstantní tvar profilu po celé délce. U dlouhých lopatek se úhly β_1 a β_2 mění s délkou lopatky s proměnlivou obvodovou rychlostí (lopatka je zkroucena) a současně směrem od osy rotoru se zmenšuje průřez jejího profilu. Lopatky jsou vkládány do drážek a odděleny od sebe v požadované vzdálenosti tzv. *mezerníky*. U lopatek frézovaných z plného materiálu nebo odlitých je obvykle mezerník z jednoho kusu s lopatkou. Způsoby uchycení lopatky v drážce jsou na *obr. 252.*

Při nebezpečí rozkmitání se oběžné lopatky vyztužují dráty, nebo se na obvodě udělá tzv. *bandáž* (*obr. 253*).

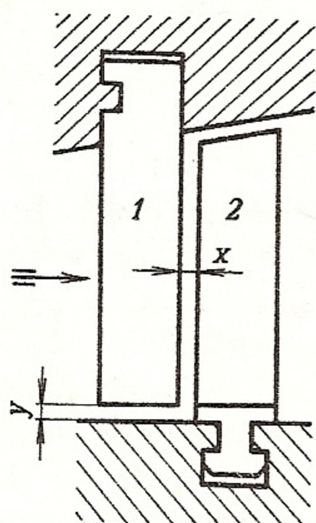
Rozváděcí ústrojí

U rovnotlakových parních turbín může být rozváděcí ústrojí řešeno jako segment s tryskami (při částečném ostřiku) nebo jako dvoudílné rozváděcí kolo, tzv. mezistěna (při úplném ostřiku). Rozváděcí kolo je z montážních důvodů dělené. Uprostřed mezistěny je ucpávka, oddělující od sebe sousední tlakové stupně (*obr. 254*).



Obr. 254. Ostřik kola
a) rozváděcí tryskový segment (parciální ostřik), *b*) dvoudílné rozváděcí kolo (totální ostřik)
1 – tryskový segment, *2* – hřídel turbíny, *3* – horní díl mezistěny, *4* – dolní díl mezistěny

U přetlakových parních turbín tvoří rozváděcí zařízení věnec pevných lopatek uložených v drážkách skříně turbíny. Mezi rozváděcí a oběžnou lopatkou musí být axiální vůle *x* a mezi rozváděcí lopatkou a rotorem radiální vůle *y*. Vůle jsou nutné z důvodů teplotních dilatací všech částí parní turbíny (*obr. 255*).

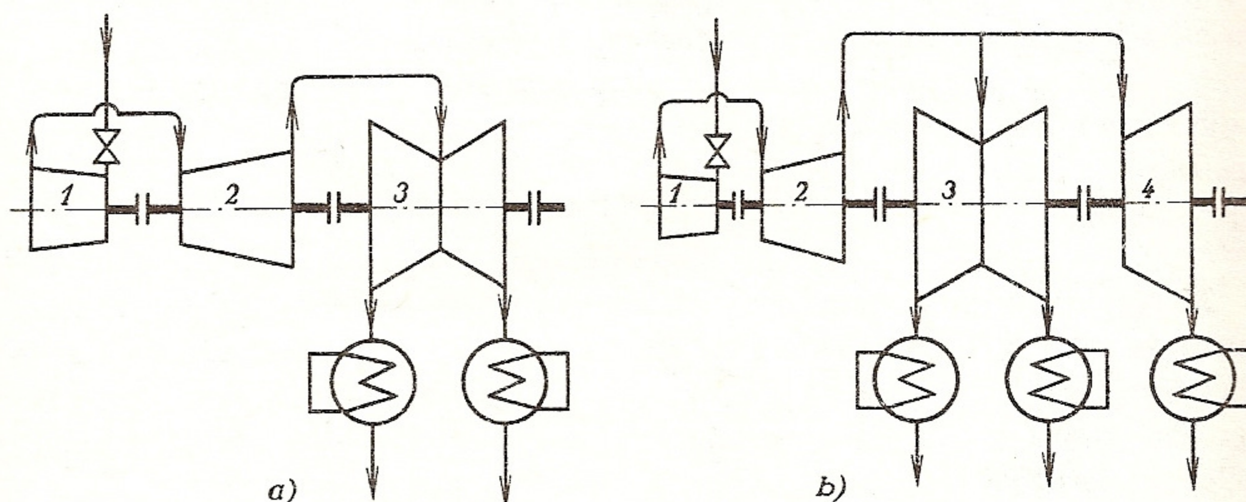


Obr. 255. Radiální *y* a axiální *x* mezera u přetlakové turbíny
1 – rozváděcí (statorová) lopatka,
2 – oběžná lopatka

Skříň turbíny

Je konstruována tak, aby umožňovala snadnou montáž všech dílů v ní uložených. Proto je dělena ve vodorovné rovině. Obě části skříně jsou přesně obrobeny a bez

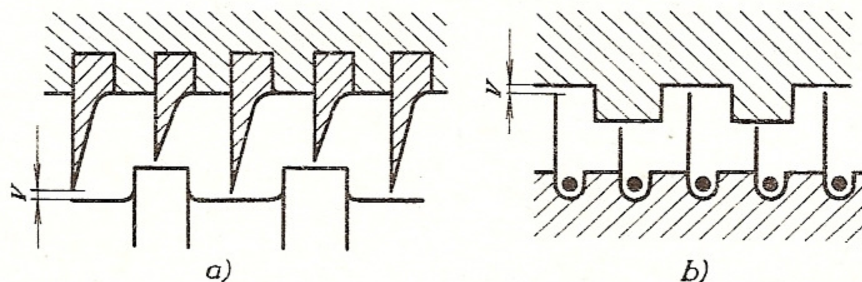
těsnění na sebe přiloženy a staženy předepjatými šrouby. Skříň je namáhána jednak vnitřním přetlakem, jednak tím, že teplota expandující páry postupně klesá. Nejvíce je ohřívána na vstupní straně, a naopak na straně výstupní je teplota poměrně nízká. To má za následek vnitřní pnutí, jenž se zvětšuje úměrně s provozní teplotou a s velikostí skříně. Proto se velké skříně dělají složené z několika těles (*obr. 256*).



Obr. 256. Vícetělesové parní turbíny
a) třítělesová parní turbína se dvěma výstupy, *b*) čtyřtělesová parní turbína se třemi výstupy
1 – vysokotlaká část, *2* – středotlaká část, *3* a *4* – nízkotlaká část

Ucpávky

Dělíme je na vnější, které těsní výstupní hřídel ze skříně, a vnitřní, jež od sebe oddělují jednotlivé tlakové stupně. Používají se ucpávky labyrintové (břitové), kde se postupnou expanzí páry, jíž je ucpávka zahlcena, dosáhne utěsnění. Dříve se používaly ucpávky s mosaznými břity, zatuženými do drážek ucpávkového pouzdra, novější jsou břity z plechu, které jsou zatuženy drátem do drážek v rotoru turbíny (*obr. 257*).



Obr. 257. Labyrintové ucpávky parních turbín
a) se soustruženými břity, *b*) se zatemovanými plechovými břity v drážkách hřídele

Radiální vůle v ucpávce bývá 0,4 až 0,7 mm, u velkých jednotek i o něco větší; záleží hlavně na velikosti průhybu rotoru vlastní tíhou.

Ložiska

Rotor turbíny je uložen ve dvou radiálních ložiskách. Axiální síla se zachycuje axiálním ložiskem. U malých jednotek může být rotor uložen ve valivých ložiskách. U středních a velkých turbín se používají jen kluzná ložiska. Mazání ložisek je oběžné tlakové. U dlouhých rotorů se používají ložiska samostavná, uložená v kulových lůžkách, která umožňují naklopení ložisek podle průhybu rotoru. Axiální ložisko je segmentové s funkčními plochami vylitými kompozicí.

U ložisek se kontroluje provozní teplota (max. 70 °C) buď místními teploměry v jímkách ložiskového tělesa, nebo teplotními čidly s vyhodnocením na ústředním panelu nebo ve velínu strojovny.

Spojky

Mezi jednotlivými turbínovými tělesy se používají pevné spojky kotoučové v případě, že se spojkou přenáší i axiální síla. Má-li spojka vyrovnávat axiální dilataci, použijeme např. zubovou spojku. Mimoto se používají i spojky poddajné, např. pružná spojka s hadovitými pružinami (Bibby) nebo pružná obručová spojka (Periflex), viz SPS I.

4.7.8 Provoz parních turbín, výroba v ČSSR

Spouštění turbíny

Spouštění (najíždění) parní turbíny je velmi složitý proces. Přitom je nebezpečí, že vlivem nestejnoměrného prohřátí rotoru v něm vznikne vnitřní pnutí, čímž se zdeformuje. Také skříň turbíny je při najíždění nepříznivě tepelně namáhána. Při spouštění turbíny se nejprve spustí kondenzace a otevře se odvodnění skříně. Potom se spustí pomocné olejové čerpadlo a mechanicky se protáčí rotor při malém průtoku páry. Současně se párou zahltí ucpávky. Po prohřátí stroje (u malých turbín 2 až 4 minuty, u velkých 15 až 30 minut) se zvýší otáčky a při dosažení provozních otáček se vypne pomocné olejové čerpadlo. Při najíždění turbíny s elastickým rotorem je nutno rychle přejít kritické otáčky. Nakonec se zkontrolují ložiska a chladicí okruh oleje a regulační soustava turbíny.

Zatěžování turbíny

Po sfázování generátoru se sítí se soustrojí zatíží asi na 5 až 10 %. Po 30 až 40 minutách se zatížení zvýší asi na 60 % a teprve pak, je-li vše v pořádku, se může soustrojí zatížit na 100 %. Celková doba od okamžiku protáčení až k plnému zatížení trvá u velkých turbín 1 až 1,5 hodiny.

Zastavování (odstavování) turbíny

Při odstavování se musí nejprve celé soustrojí pozvolna odlehčit. Potom se uzavře přívod páry do turbíny a spustí se pomocné olejové čerpadlo. Současně se otevřou odvodňovací ventily ve spodní části skříně turbíny. Uzavře se přívod páry do ucpá-

vek a stroj se nechá setrvačností doběhnout. Po doběhnutí se odstaví kondenzační zařízení. Pomocné olejové čerpadlo se však nechá ještě běžet asi 15 minut. Nakonec se uzavře přívod chladicí vody do chladiče oleje.

Výroba parních turbín v ČSSR

V ČSSR vyrábějí parní turbíny dva podniky; První brněnská strojírna, n. p. v Brně – turbíny do výkonu 55 MW a o. p. Škoda v Plzni – turbíny od 50 MW výše. Některé typy větších turbín vyrobených v těchto podnicích jsou v *tab. 66.*

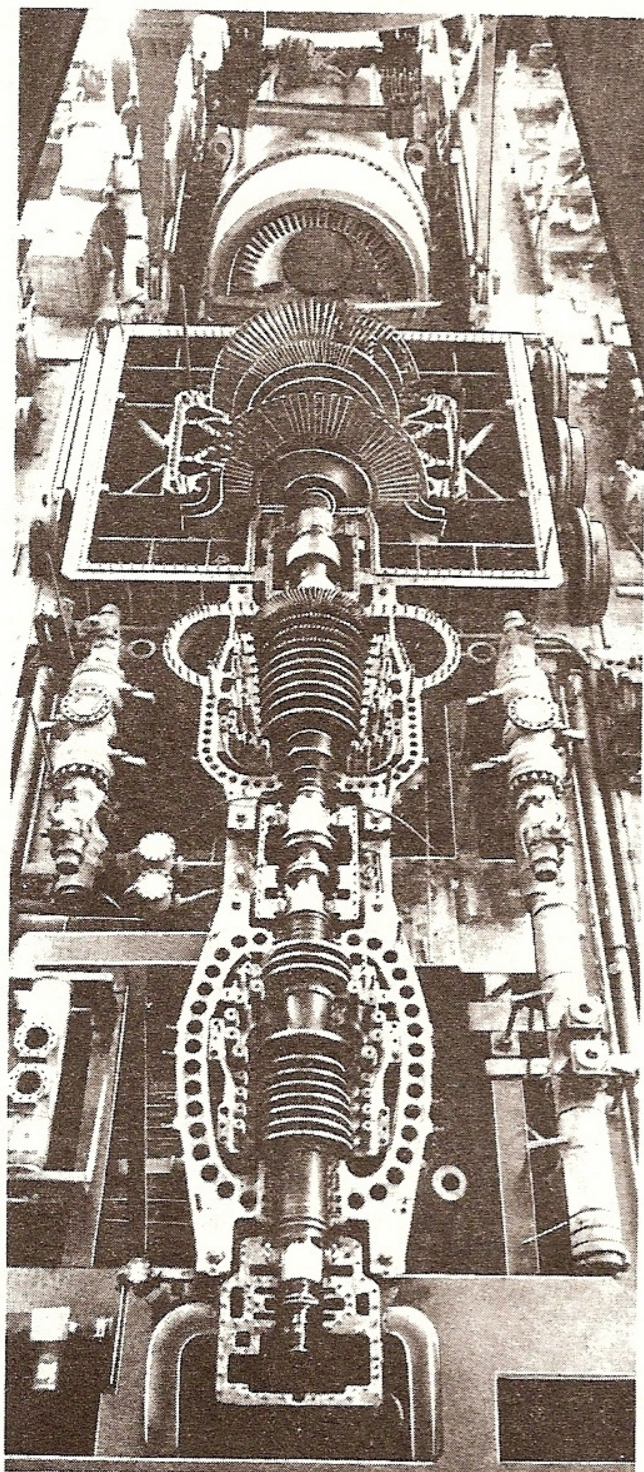
Tab. 66. Výběr parních turbín n. p. První brněnská strojírna, Brno (ZKG) a o. p. Škoda Plzeň (ZVIL)

Výkon (MW)	Otáčky (s^{-1})	Teplota admisní páry (°C)	Teplota přihřáté páry (°C)	Admisní tlak (MPa)	Provedení	Druh	Dodáno
První brněnská strojírna							
50	50	565	535	13	dvoutělesová	K	Oslavany
50		565	–			KO	SSSR, RSR
50		565	–			P	RSR
55		535	–			KO	Vřesová
55		535	–			PO	Vřesová, PLR
Škoda							
50	50	390/180	–	2,9/0,2	dvoutělesová dvoutlaká	K	Jaderná elektrárna A 1
100		565	574	13,5	třítělesová	K	Tisová, RSR
110		565	535	13	třítělesová	K	*)
125		535	535	14,1	třítělesová	KO	Dánsko
200		565	565	16,5	třítělesová	K	Ledvice, Počerady
500		535	565	16,5	čtyřtělesová	K	Mělník

*) Tušimice, Ledvice, Vojany, Nováky, Prunéřov a Mělník.
Vyvezeno do Rumunska, Bulharska, Egypta, Indie a Jugoslávie.
K – kondenzační turbína, KO – kondenzační odběrová turbína,
P – protitlaková turbína, PO – protitlaková odběrová turbína.

S rostoucím výkonem parní turbíny roste i její účinnost, avšak řada příčin brání tomu, aby se stavěly mimořádně velké jednotky. Je to zejména možnost dobrého chlazení alternátoru o velkém výkonu, konstrukce posledních stupňů (velmi dlouhé lopatky), velký průměr rotoru, vysoké obvodové rychlosti, uchycení dlouhých a těžkých oběžných lopatek atd. Turbína o velkém výkonu musí být řešena jako soustrojí, často s několika hřídeli. V současné době největší turbíny v ČSSR o výkonu 500 MW staví o. p. Škoda (ZVIL) v Plzni. Ve vývoji jsou jednotky o výkonu 800 až 1 000 MW. Náš průmysl má dlouholetou tradici ve výrobě parních turbín, protože výroba elektrické energie v ČSSR je postavena na klasických tepelných elektrár-

nách, zejména na spalování méně hodnotných paliv (hnědé uhlí, lignit). Tyto tepelné centrály kryjí asi 85 % veškeré spotřeby elektrické energie. Ani v budoucnosti se neobejdeme bez centrál s parními turbínami, kde parní generátor s klasickým tope-



Obr. 258. Kondenzační parní turbína 200 MW, $n = 50\,s^{-1}$, $p = 16{,}5$ MPa, $t = 565$ °C, o. p., Škoda, Plzeň

ništěm bude nahrazen jaderným reaktorem s vyvíječem páry. Parní turbína tedy zůstane ještě dlouho hlavním pohonem alternátoru k výrobě elektrické energie v naší energetické soustavě.

Příklad 1. V rovnotlaké parní turbíně expanduje pára z tlaku $p_0 = 3{,}5$ MPa na tlak $p_1 = 0{,}4$ MPa. Teplota páry vstupující do stroje je $t_0 = 400$ °C. Vypočítejte teoretickou a skutečnou rychlost páry vystupující z rozváděcí trysky na oběžné lopatky a rychlost proudění páry v nejužším průřezu rozváděcí trysky, součinitel $\varphi = 0{,}95$.

$$c_1 = \sqrt{2Y} = \sqrt{2 . (i_0 - i_1)} .$$

Z diagramu *i–s* je

$$i_0 = 3{,}22 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} , \qquad i_1 = 2{,}72 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} ,$$

$$i_0 - i_1 = (3{,}22 - 2{,}72) . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} = 0{,}5 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} ,$$

$$c_1 = \sqrt{2 . 0{,}5 . 10^6} \text{ m . s}^{-1} = 1\,000 \text{ m . s}^{-1} ,$$

$$c_{1\,\text{sk}} = \varphi . c_1 = 0{,}95 . 1\,000 \text{ m . s}^{-1} = 950 \text{ m . s}^{-1} .$$

Kritický tlak

$$p_{\text{kr}} = 0{,}544 p_0 = 0{,}544 . 3{,}5 \text{ MPa} = 1{,}9 \text{ MPa} .$$

Kritický spád

$$Y_{\text{kr}} = i_0 - i_k .$$

Z diagramu *i–s* je

$$i_k = 3{,}06 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} ,$$

$$Y_k = (3{,}22 . 10^6 - 3{,}06 . 10^6) \text{ J . kg}^{-1} = 0{,}16 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} .$$

Rychlost páry v nejužším místě rozváděcí trysky bude rychlost kritická

$$c_{\text{kr}} = \sqrt{2Y_{\text{kr}}} = \sqrt{2 . 0{,}16 . 10^6} \text{ m . s}^{-1} = 566 \text{ m . s}^{-1} .$$

Výstupní rychlost páry z trysky je nadkritická. V nejužším místě proudí páry rychlostí kritickou (rychlostí zvuku v páře).

Příklad 2. Jakou rychlostí proudí pára z rozváděcích lopatek v tlakovém stupni přetlakové parní turbíny? Vstupní tlak $p_0 = 1{,}6$ MPa, teplota vstupující páry $t_0 = 300$ °C, výstupní tlak $p_2 = 1{,}2$ MPa, stupeň reakce $\varrho_R = 0{,}5$, součinitel $\varphi = 0{,}95$.

Entalpie i_0 a i_2 určíme z diagramu *i–s*:

$$i_0 = 3{,}03 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} , \qquad i_2 = 2{,}96 . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} ,$$

$$Y = Y_r + Y_{\text{ob}} = i_0 - i_2 = (3{,}03 - 2{,}96) . 10^6 \text{ J . kg}^{-1} = 7 . 10^4 \text{ J . kg}^{-1} .$$

Pro $\varrho_R = 0{,}5$ je

$$Y_r = Y_{\text{ob}} = Y/2 = 3{,}5 . 10^4 \text{ J . kg}^{-1} ,$$

$$c_{1\,\text{sk}} = \varphi . \sqrt{2Y_r} = 0{,}95 . \sqrt{2 . 3{,}5 . 10^4} \text{ m . s}^{-1} = 251 \text{ m . s}^{-1} .$$

Výstupní rychlost z rozváděcích lopatek je podkritická, protože

$$p_2/p_0 = 0{,}75 > p_{kr}/p_0 = 0{,}544\,.$$

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Nakreslete průběh tlaku a rychlosti a vysvětlete rozdíl mezi rovnotlakovou a přetlakovou parní turbínou.
2. Vysvětlete rozdíl mezi protitlakovou a kondenzační parní turbínou.
3. Nakreslete tvar mezilopatkových kanálů u rovnotlakové a přetlakové turbíny.
4. Jak se v rozváděcím zařízení dosáhne nadkritických rychlostí páry?
5. Porovnejte průběh expanze páry v diagramu i–s u rovnotlaké a přetlakové horní turbíny.
6. Jak se vypočítá výtoková rychlost páry z rozváděcího zařízení?
7. Vysvětlete, co je stupeň reakce u parní turbíny.
8. Vysvětlete princip Curtisovy turbíny.
9. Vysvětlete rozdíl mezi parní turbínou s rychlostními a tlakovými stupni.
10. Uveďte příklad použití kondenzační, protitlakové a odběrové parní turbíny.
11. Které ztráty v parní turbíně ovlivňují obvodovou účinnost?
12. Které ztráty v parní turbíně ovlivňují vnitřní účinnost?
13. Vysvětlete pojmy efektivní měrná energie a efektivní účinnost parní turbíny.
14. Vysvětlete pojmy tepelná účinnost a termodynamická účinnost parní turbíny.
15. Jak je definována celková účinnost parní turbíny?
16. Jakými způsoby lze zvýšit tepelnou účinnost parní turbíny?
17. Stanovte výkon parní turbíny, je-li napojena na parní generátor, jenž dodává 360 t páry za hodinu. Turbína zpracuje efektivní měrnou energii 800 000 J . kg^{-1}.
18. Nakreslete schémata a popište kvalitativní způsoby regulace u parní turbíny.
19. Nakreslete schémata a popište kvantitativní způsoby regulace u parní turbíny.
20. Vysvětlete rozdíl mezi přímou a nepřímou regulací parní turbíny.
21. Nakreslete schéma kondenzačního zařízení a popište jeho funkci.
22. Nakreslete princip kondenzátoru s průběhem teplot chladicí vody a kondenzující páry.
23. Jak je u parní turbíny zajištěna dodávka tlakového oleje k mazání a regulaci?
24. V čem je rozdíl mezi parní turbínou s tuhým a s pružným rotorem?
25. Vypočítejte kritické otáčky turbíny, jejíž rotor má průhyb vlastní tíhou $y_{max} = 0{,}35$ mm. Provozní otáčky turbíny $n = 50\,s^{-1}$. Zhodnoťte, zda kritické otáčky vyhovují a rozhodněte, jde-li o turbínu s tuhým nebo pružným rotorem.
26. Načrtněte uchycení oběžné lopatky v rotoru.
27. Čím se liší rozváděcí zařízení turbíny s částečným a úplným ostřikem u turbíny rovnotlakové a přetlakové?
28. Vypočítejte délkovou a průměrovou dilataci turbínové skříně o průměru $D = 2\,500$ mm a délce $l = 5\,200$ mm. Střední provozní teplota je 250 °C, součinitel teplotní délkové roztažnosti $\alpha = 11 \,.\, 10^{-6}\,K^{-1}$.
29. Načrtněte a vysvětlete způsob utěsnění hřídele parní turbíny.
30. Jaká ložiska se používají u parních turbín (druh a způsob mazání)?
31. Uveďte (s náčrtky) používané typy spojek u parních turbín.
33. Popište stručně postup při spouštění, zatěžování a odstavování parní turbíny.

4.8 Plynové turbíny

4.8.1 Rozdělení plynových turbín

Plynové turbíny jsou lopatkové stroje (motory), kde mezilopatkovými kanály protéká teplonosná látka, u níž během pracovního cyklu nedochází ke změně skupenství. Plynové turbíny prošly dlouhým a obtížným vývojem. Základní princip těchto strojů byl patentován v r. 1791. Spolu s vývojem plynových turbín se zároveň vyvíjely i turbokompresory. K rychlému rozvoji spalovacích turbín přispěl vývoj těchto strojů pro letecké proudové motory. Dnes se stavějí plynové turbíny do výkonu 50 MW, projektovány jsou jednotky o výkonu 100 MW i více.

Účinnost turbín roste s teplotou pracovního média, které vstupuje na oběžné lopatky. Tato teplota je omezena odolností materiálu a je 650 až 850 °C, u leteckých materiálů vyšší (až 1 250 °C).

Plynové turbíny pracují s mnohem vyššími teplotami než parní, ale s menšími provozními tlaky. Tenčí stěny jednotlivých dílů těchto strojů lépe snášejí rychlé změny teploty. Příslušné díly jsou lehčí než u parních turbín. Další rozdíl proti parním turbínám je v poměru měrných objemů pracovní látky na výstupu a vstupu do stroje. U parních turbín bývá tento poměr $v_2 : v_1 = 100$ až 400, u plynových turbín $v_2 : v_1 = 3$ až 9. To znamená, že u plynových turbín nebudou tak velké rozdíly v délce lopatek na vstupní a výstupní straně. Také počet stupňů je menší (bývá 1 až 8). Protože plynová turbína potřebuje turbokompresor, musí být její výkon větší než požadovaný čistý výkon soustrojí na svorkách generátoru nebo na výstupním hřídeli. Přibližně platí, že asi dvě třetiny výkonu plynové turbíny spotřebuje turbokompresor a jednu třetinu lze využít k pohonu. Celkový výkon plynové turbíny tedy je $P_c \doteq 3P$.

Rozdělení plynových turbín

1. Je-li turbína připojena na spalovací komoru, z níž spaliny proudí přímo na oběžné lopatky, nazývá se *turbína spalovací.*

2. Jestliže je spalovací komora ve funkci výměníku, kde se ohřívá výhodný plyn, který pak expanduje v mezilopatkových kanálech turbíny, nazývá se *turbína plynová.* Oběžné lopatky nejsou v přímém styku se spalinami.

3. Je-li turbína napojena na jiný zdroj tlakového plynu, který v ní expanduje, nazývá se *expandér* (expanzní turbína). Expandér nemá spalovací komoru, ani vlastní turbokompresor.

Expanze plynu v lopatkových kanálech turbíny může probíhat podobně jako u parních turbín, rovnotlakovým nebo přetlakovým způsobem. Dnes se používá způsob přetlakový (s reakcí), tzn., že tlaková energie pracovního média se mění v kinetickou jak v rozváděcích, tak i v oběžných lopatkách.

4.8.2 Otevřený a uzavřený oběh s plynovou turbínou. Paliva

Plynová turbína tvoří část strojního zařízení, jehož hlavní části jsou:

turbokompresor,

spalovací nebo ohřívací komora,

plynová turbína,

spouštěcí zařízení,

potrubí, filtry, čerpadlo paliva, výměník, regulační, ovládací a kontrolní aparatury, tepelná izolace atd.,

poháněný stroj (alternátor, lodní šroub, kolejové nebo silniční vozidlo, vrtule, plnicí turbodmýchadlo, rotační čerpadlo atd.).

Jestliže turbokompresor nasává atmosférický vzduch a spaliny, které expandovaly v turbíně, jsou vyvedeny výfukem do ovzduší, nazývá se toto uspořádání otevřený oběh. Jestliže spalovací komora ohřívá pracovní médium, které cirkuluje přes turbínu a turbokompresor, jde o tzv. uzavřený oběh. U obou způsobů je možno využívat teplo odcházející pracovní látky z turbíny zařazením výměníku. Tím se zlepší celková účinnost, což se projeví i v menší spotřebě paliva. Schémata otevřených a uzavřených okruhů jsou v *tab. 67*, jejich pracovní cykly v diagramech *p–v* a *T–s* v *tab. 68.*

U uzavřeného oběhu nejsou lopatky turbíny znečišťovány a ohrožovány spalinami, je však složitější a dražší než okruh otevřený. Celková účinnost otevřeného okruhu je kolem 0,2, uzavřeného okruhu 0,3 až 0,35. Při vysokých teplotách pracovního média (kolem 1 000 °C) se účinnost zvýší až na 0,4.

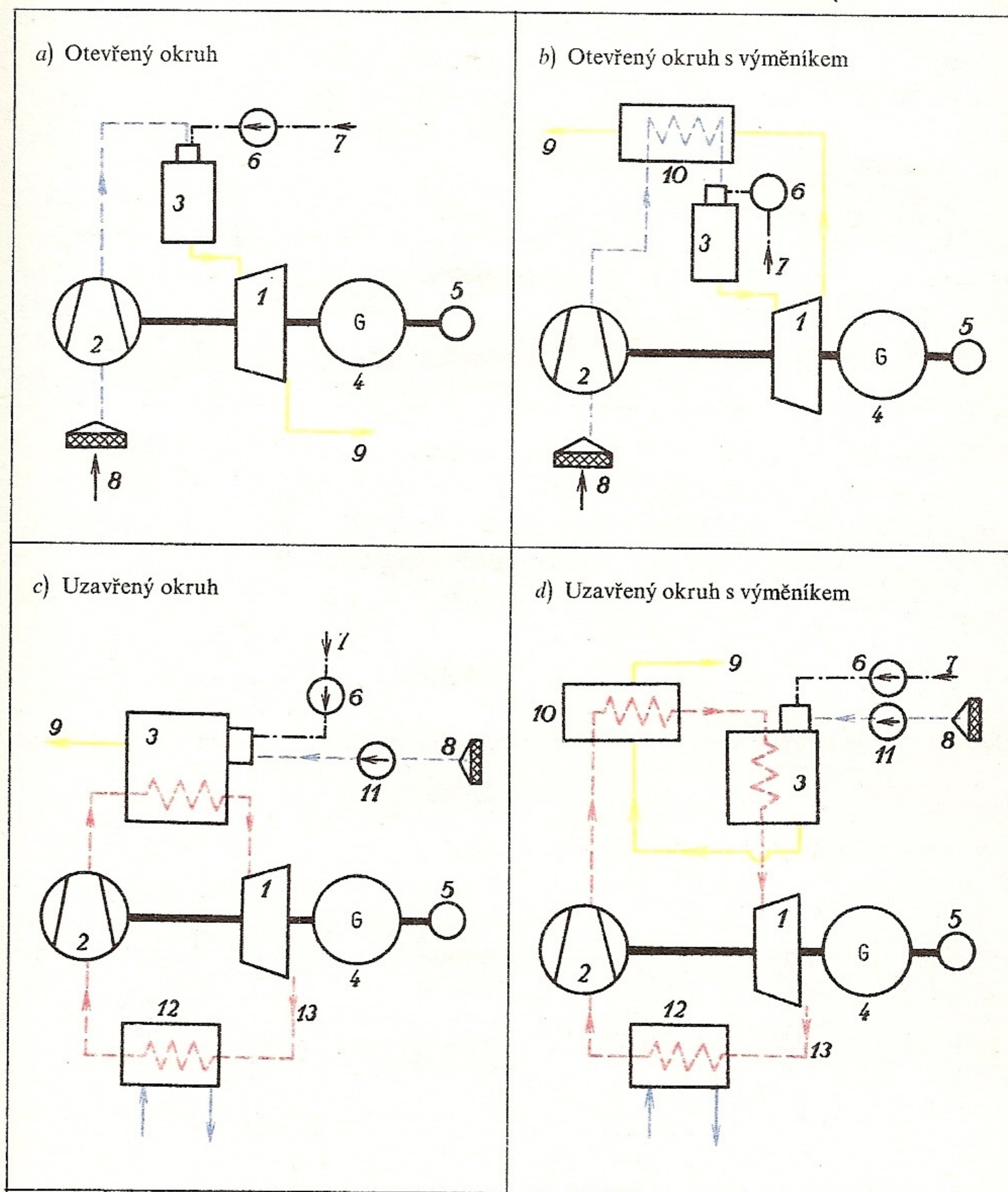
Proti spalovacímu motoru má plynová turbína tu výhodu, že má minimální požadavky na kvalitu použitého paliva. U vznětových spalovacích motorů je hlavním parametrem cetanové číslo paliva, jehož výše přímo ovlivňuje délku prodlevy vznícení, a tím správný chod vznětového motoru. U zážehových spalovacích motorů je to oktanové číslo, jehož výše dává možnosti použití zcela určitého kompresního poměru bez nebezpečí detonací. Tyto potíže u paliv pro plynové turbíny odpadají, ale objevují se problémy jiného charakteru.

Paliva pro plynové turbíny

1. *Plynná paliva* jsou velmi vhodná pro provoz plynových turbín. Jejich hlavní výhodou je výborná mísitelnost se vzduchem potřebným ke spalování, a to, že spaliny minimálně znečišťují olopatkování turbíny. Z vysokovýhřevných plynných paliv se používá zejména zemní plyn (výhřevnost asi 35 000 kJ . m^{-3}), z nízkovýhřevných vysokopecní plyn (výhřevnost asi 4 000 kJ . m^{-3}).

2. *Kapalná paliva* jsou vyrobena převážně z ropy, někdy i z kamenouhelného nebo hnědouhelného dehtu, vhodná je i surová ropa. Jinak se používají její frakce, např. lehký topný olej a paliva zbytková (mazut). Potíže činí značný obsah vanadu, který se objevuje v těžších frakcích, zvláště u mazutu. Kolem 660 °C se V_2O_5 v těstovitém stavu nalepuje na součásti turbíny a spolu s Cr_2O_3, který vzniká na povrchu lopatek, způsobuje vnitřní korozi. Rychlost koroze roste úměrně s provozní

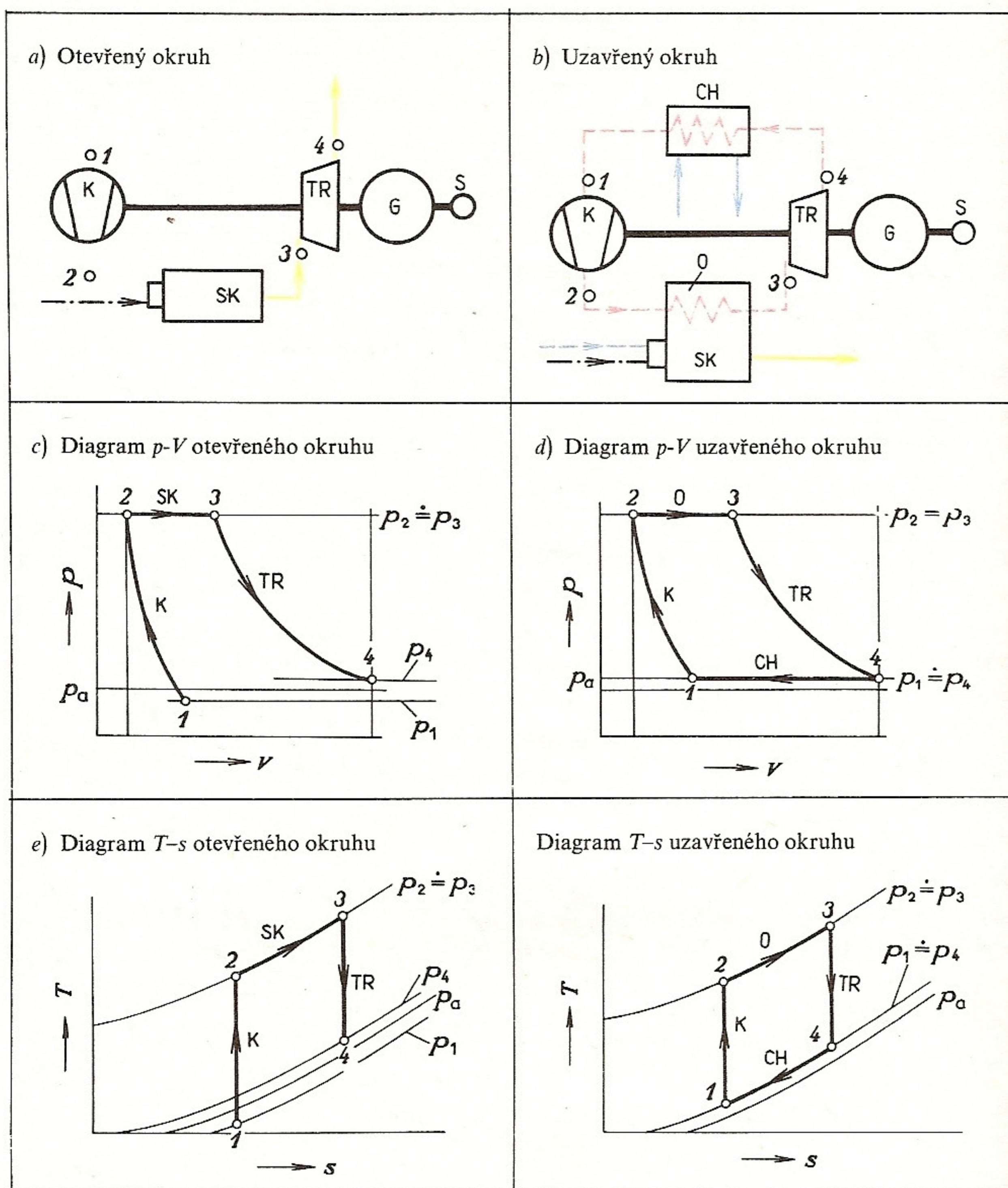
Tab. 67. Základní schémata okruhů s plynovou turbínou



1 — turbína, *2* — turbokompresor, *3* — spalovací komora, *4* — třífázový alternátor, *5* — roztáčecí motor, *6* — čerpadlo paliva, *7* — přívod paliva, *8* — přívod vzduchu do spalovací komory, *9* — výfuk, *10* — výměník, *11* — dmýchadlo, *12* — chladič, *13* — pracovní plyn cirkulující v uzavřeném okruhu

teplotou a rychle postupuje do hloubky napadených součástí. Omezení tohoto nežádoucího jevu se dosáhne vhodnou volbou materiálů nebo použitím *inhibitorů*, které se přidávají do paliva a zabraňují usazování vrstvičky V_2O_5. Inhibitory jsou však velmi drahé.

Tab. 68. Porovnání otevřeného a uzavřeného okruhu bez výměníku



TR – plynová turbína, K – turbokompresor, G – elektrický generátor, S – spouštěč, SK – spalovací komora, O – ohřívák, CH – chladič

3. *Tuhá paliva* způsobují značné potíže zvláště při odstraňování nespalitelných zbytků, které se nalepují na lopatky. Nepřímo je možné zužitkovat tuhá paliva pro plynové turbíny tak, že se nejprve zplyní a získaný plyn se použije k pohonu turbíny.

4.8.3 Provedení a použití plynových turbín

1. *Stabilní elektrárenské plynové turbíny*

Stabilní plynové turbíny pro elektrárenský provoz se používají zejména jako špičkové nebo záložní. Hlavní předností je pracovní pohotovost (snadné a rychlé spouštění a odstavení).

2. *Plynová turbína jako lokomotivní (hnací) jednotka*

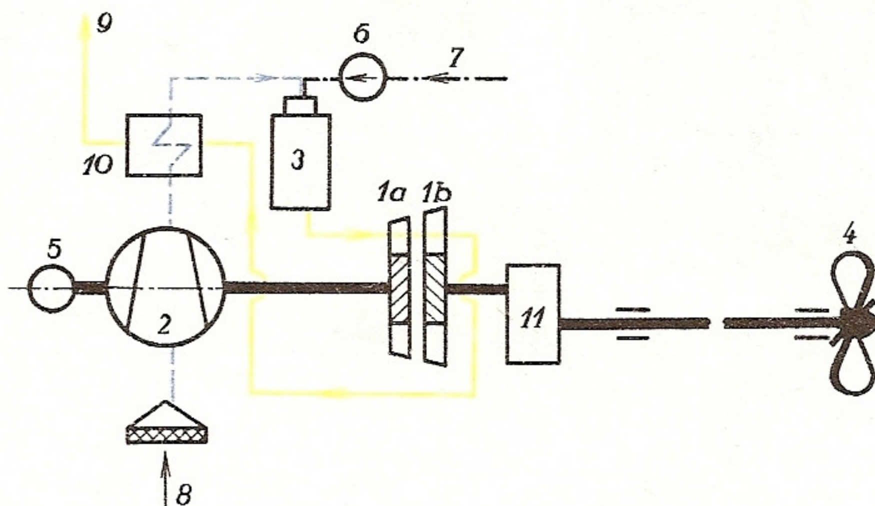
Spalovací turbína pohání turbokompresor a současně přes převodovku dynamo. Vyrobený stejnosměrný elektrický proud pohání trakční stejnosměrné motory. U nás se zabýval vývojem této lokomotivy o. p. Škoda Plzeň (ZVIL). V současné době se u kolejových vozidel dává přednost pohonu elektrickému nebo diesel-elektrickému.

3. *Plynová turbína pro silniční motorová vozidla*

U nás není tento způsob pohonu silničních motorových vozidel obvyklý. V zahraničí se používá v menším rozsahu jak k pohonu osobních nákladních motorových vozidel, tak i k pohonu vozidel pro hromadnou dopravu. Spalovací turbína je dvouhřídelová, podobně jako soustrojí k pohonu lodí.

4. *Plynová turbína pro lodi*

Původně se používala plynová turbína spolu se vznětovým motorem. Plynová turbína sloužila spolu s plnicím turbodmýchadlem k přeplňování vznětového mo-

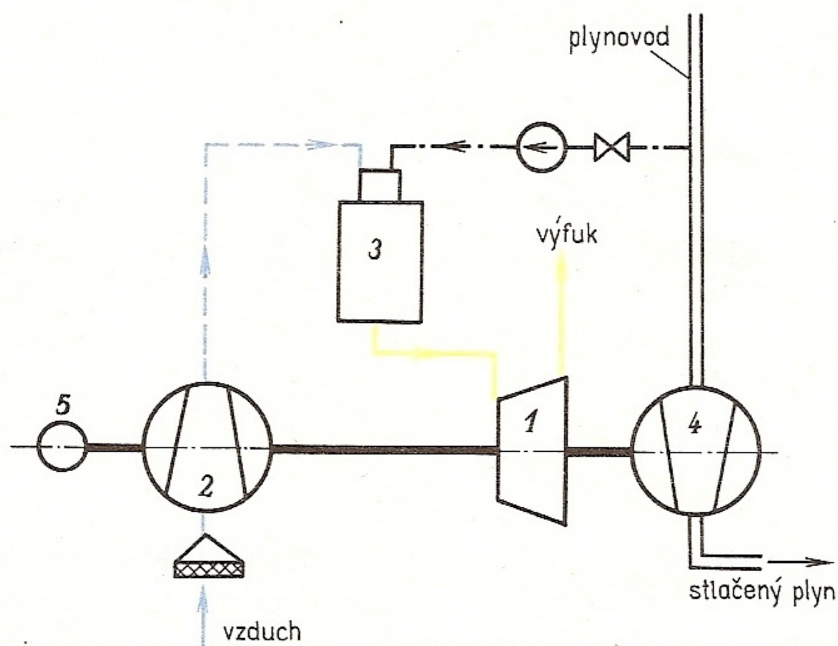


Obr. 259. Pohon lodního šroubu dvouhřídelovou turbínou
1a – kompresorová turbína, *1b* – trakční turbína, *2* – turbokompresor, *3* – spalovací komora, *4* – lodní šroub, *5* – spouštěč, *6* – čerpadlo paliva, *7* – přívod paliva, *8* – čistič kompresoru, *9* – výfuk, *10* – výměník, *11* – převodovka

toru, a tím ke zvýšení jeho výkonu. Nyní se používá pouze plynová turbína. Výhodou je dvouhřídelové uspořádání, kde je pohon turbokompresoru oddělen od pohonu lodního šroubu. Turbína má dvě části, kompresorovou a trakční (*obr. 259*).

5. *Plynová turbína pro pohon turbokompresoru*

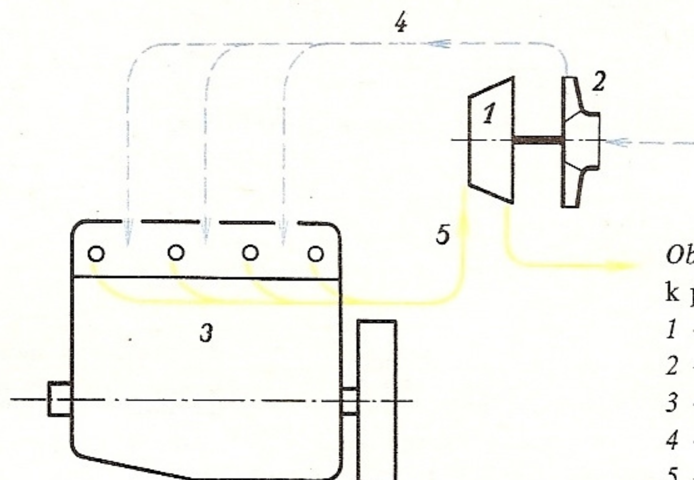
Použití je vhodné zejména u kompresorových stanic tranzitních plynovodů. Palivem je dopravovaný zemní plyn (*obr. 260*).



Obr. 260. Spalovací turbína pro pohon kompresoru v tranzitním plynovodu
1 — spalovací turbína, *2* — turbokompresor, *3* — spalovací komora, *4* — turbokompresor na tlakování dopravovaného plynu, *5* — spouštěč

6. *Plynová turbína pro přeplňování spalovacích motorů*

Přeplňováním spalovacích motorů lze zvýšit jejich výkon o 30 až 100 %. Plynová turbína je poháněna vystupujícími výfukovými plyny a pohání turbodmýchadlo, které přeplňuje s určitým přetlakem válce spalovacího motoru. Používá se převážně

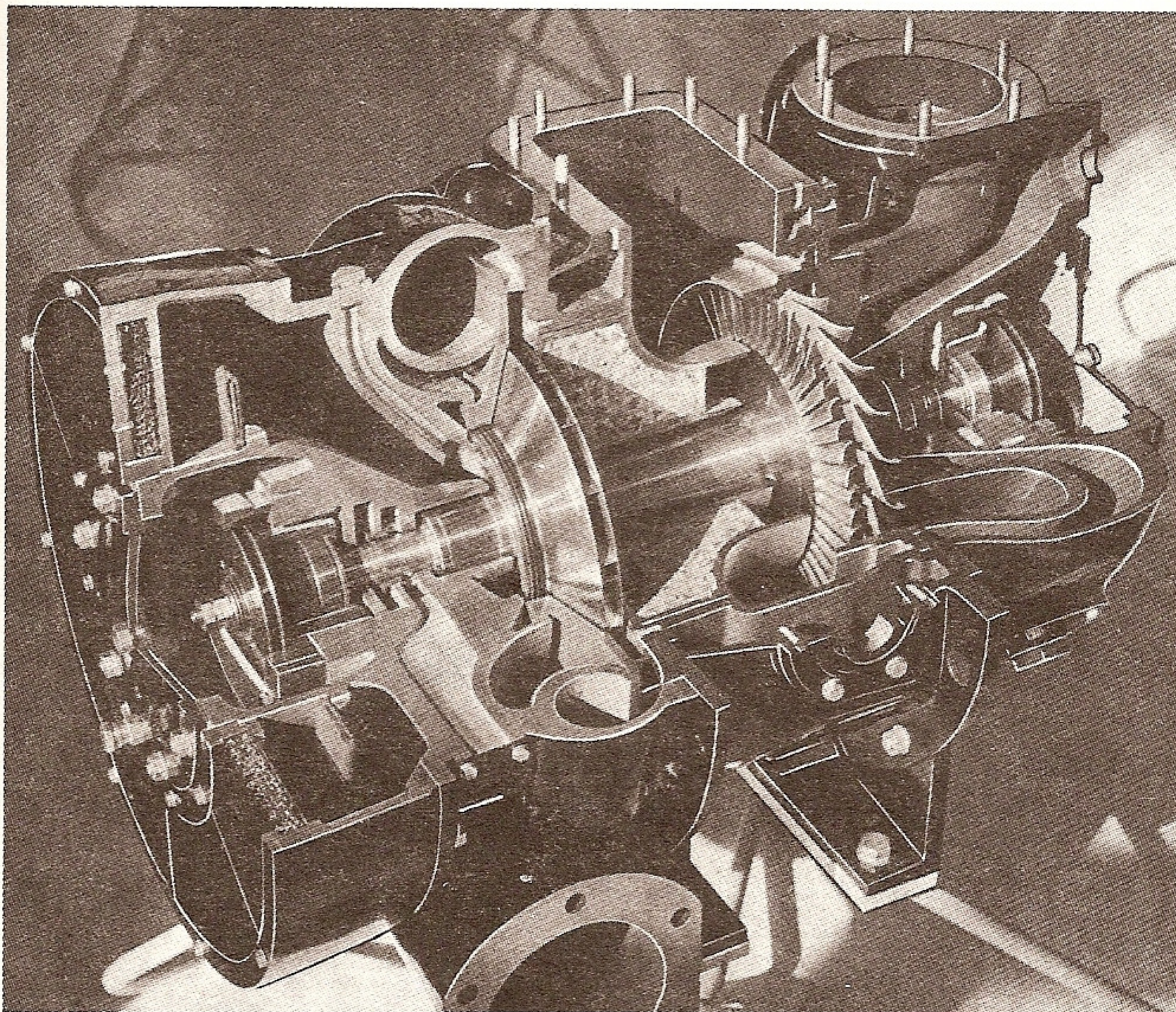


Obr. 261. Schéma soustrojí k přeplňování pístového motoru
1 — plynová turbína,
2 — turbodmýchadlo,
3 — spalovací motor,
4 — přívod vzduchu do válců,
5 — výfuk

u vznětových motorů, avšak tento způsob lze uplatnit i u motorů zážehových (stabilních motorů pro silniční i kolejová vozidla a pro pohon lodí). Přeplňovací soustrojí se vyrábí v typizované řadě pro motory různého výkonu (*obr. 261*, *262*).

7. *Plynová turbína v letectví*

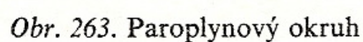
V letectví se používá jednohřídelová nebo dvouhřídelová plynová turbína pro pohon turbovrtulových a proudových motorů (viz kap. 5.2). Letecké plynové turbíny mají životnost určitý počet letových hodin. Po jeho dosažení musí být z leteckého provozu vyřazeny. Tyto vyřazené jednotky je však možno ještě dále používat, např. z nich lze sestavit pomocné a záložní elektrárenské jednotky, rozmrazovací soustrojí na nádražích, letištních přistávacích plochách apod.



Obr. 262. Vnitřní uspořádání a uložení rotoru u soustrojí k přeplňování vznětového motoru, n. p., První brněnská strojírna, ZKG, Brno

8. *Plynové turbíny v raketové technice*

V raketové technice nalezla plynová turbína široké uplatnění, zejména pro pohon čerpadel k dopravě paliva a okysličovadla do raketového motoru a pro pohon dalších pomocných zařízení rakety. Jako pracovní médium se použije stlačený plyn (většinou inertní).



Obr. 263. Paroplynový okruh
1 – spalovací turbína, *2* – parní turbína, *3* – alternátory, *4* – turbokompresor, *5* – spalovací komora (parní generátor), *6* – spouštěč, *7* – kondenzátor, *8* – čerpadlo kondenzátu, *9* – napájecí čerpadlo, *10* – čerpadlo paliva, *11* – výměník (ekonomizér), *12* – zásobník kondenzátu

Obr. 264. Dvouhřídelová plynová turbína spojená s atomovým reaktorem
1 – reaktor, *2* – kompresorová turbína, *3* – turbína k pohonu alternátoru, *4* – třífázový alternátor, *5* – turbokompresor, *6* – čerpadlo chladicí vody, *7* – výměník, *8* – chladič, *9* – spouštěč, *10* – obtok

9. *Paroplynové oběhy se spalovací turbínou*

Ve snaze o zvýšení účinnosti byly konstruovány paroplynové oběhy, kde spalovací komora má funkci topeniště parního generátoru. Spaliny se vedou do spalovací turbíny, která pohání turbodmýchadlo vhánějící vzduch do hořáků ve spalovací komoře. Teplo odcházejících spalin se ještě využije k předehřívání napájecí vody pro parní generátor (*obr. 263*).

10. *Plynová turbína v jaderné energetice*

Místo ohřívací komory je možno u uzavřeného okruhu použít jiného zdroje tepelné energie, např. jaderného reaktoru. Vznikne tak kombinace zdroje tepelné energie se zařízením na výrobu elektrické energie. Plynová turbína musí být dvouhřídelová, aby bylo umožněno chlazení reaktoru, i když elektrický generátor je odlehčen, popř. úplně odstaven (*obr. 264*).

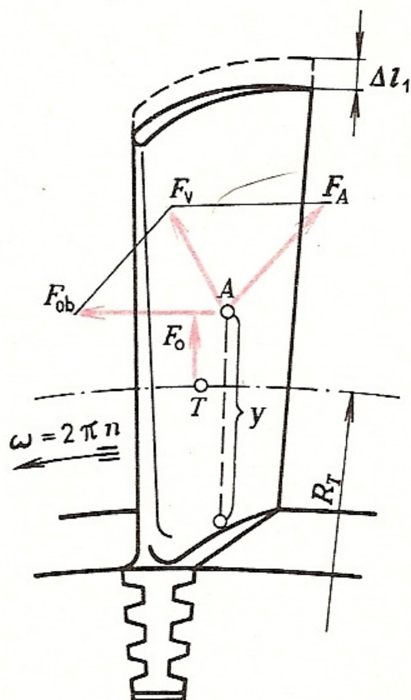
4.8.4 Hlavní části plynových turbín

Rozváděcí lopatky

Provozní teplota rozváděcích lopatek bývá 600 až 950 °C. Maximální namáhání lopatek do 50 MPa. Používají se nerezavějící chromové oceli (až 12 % Cr), austenitické chromové oceli, speciální slitiny, např. Nimonic (až 80 % Ni), slitiny Cr, Ni, Co a mnohokomponentní speciální materiály, např. PH-AKNC, obsahující Cr, Ni, Fe, Ti, Al, C, Mn, Si, P, S.

Oběžné lopatky

Provozní teploty jsou přibližně stejné jako u lopatek rozváděcích (550 až 900 °C); materiál má podobné složení, nejčastěji Nimonic, Tinidur, Inconel apod. Životnost



Obr. 265. Síly na oběžné lopatce plynové turbíny

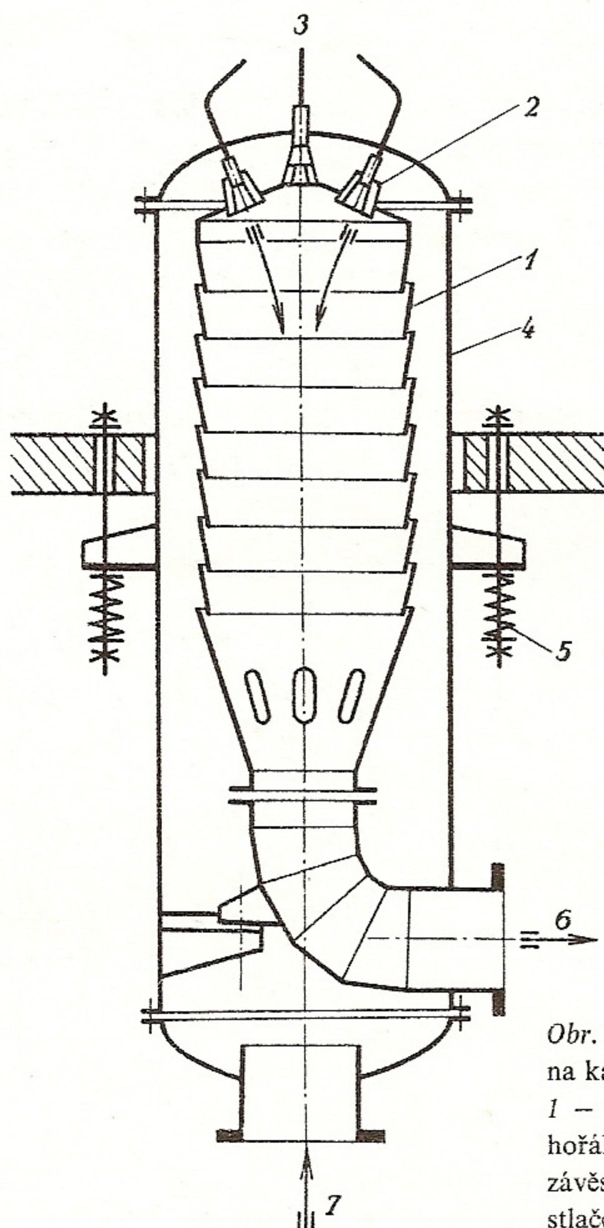
oběžných lopatek bývá u průmyslových turbín 50 000 až 100 000 h, u leteckých spalovacích turbín 1 000 až 5 000 h. Oběžná lopatka patří k extrémně namáhaným součástem plynové turbíny; je nutné brát zřetel na řadu vlivů, z nichž nejdůležitější jsou:

a) Namáhání na tah odstředivou silou F_c (*obr. 265*).

b) Namáhání na ohyb momentem výsledné síly F_v na ramenu y.
V obou případech je nutno uvažovat podstatné snížení pevnosti v tahu a v ohybu vlivem vysoké provozní teploty.

c) Tečení za tepla (creep). Za každou provozní hodinu se trvale zvětší délka oběžné lopatky o hodnotu Δl_1.

d) Chvění (kmitání) oběžné lopatky, které může být zdrojem nežádoucích únavových lomů. Při utržení jedné oběžné lopatky se zničí celý rotor spalovací turbíny.



Obr. 266. Podélný řez spalovací komorou na kapalné palivo
1 – plamenec, *2* – hořáky, *3* – zapalovací hořák, *4* – plášť spalovací komory, *5* – pružný závěs, *6* – odvod spalin k turbíně, *7* – přívod stlačeného vzduchu

Rotor

Průměrné provozní teploty rotoru bývají 200 až 600 °C. V různých místech jsou značné teplotní rozdíly. Rotor je obvykle výkovek; buď jako hřídel s nasazenými oběžnými koly, nebo jako buben. Použité materiály jsou např. perlitické oceli legované na vysokou teplotní odolnost, chromové a austenitické oceli. Celý rotor je přesně obroben a staticky i dynamicky pečlivě vyvážen.

Skříň plynové turbíny

U průmyslových turbín je skříň dvoudílný odlitek, u leteckých turbín je těleso turbíny lisováno z jednotlivých plechových částí a ty jsou pak vzájemně svařeny. Používané materiály mají podobné složení jako materiály na rotory.

Plamenec spalovací komory

Provozní teploty ve spalovací komoře jsou velmi vysoké, asi 700 až 1 100 °C. Extrémně tepelně namáhanou částí spalovací komory je plamenec. Je ze speciálních materiálů, např. z austenitické oceli, z Cr, Ni, Co oceli, z Nimonicu apod. U leteckých motorů se někdy plamenec spalovací komory opatří povlakem ze speciálních keramických materiálů. Základní části spalovací komory pro průmyslovou turbínu jsou na *obr. 266*.

4.8.5 Provoz plynových turbín a regulace výkonu, výroba v ČSSR

Spouštění

Pro rozběh soustrojí s plynovou turbínou je nutný cizí zdroj energie, jímž se roztočí hřídel turbokompresoru. Při dosažení 20 až 25 % provozních otáček se pomocným zapalovacím zařízením zažehne plamen v hlavních hořácích spalovací komory. Spouštěcí čas je u soustrojí středního výkonu 300 až 600 sekund. Spouštěcím zdrojem může být třífázový asynchronní elektromotor s rotorovým spouštěčem, nebo malý spalovací motor, popř. i malá expanzní turbína.

Zatěžování a odlehčování

Stabilní průmyslové turbíny lze od okamžiku spuštění zatížit asi za 15 až 20 minut, letecké za podstatně kratší čas. Jestliže znovu spouštíme soustrojí, které je již prohřáté, jsou spouštěcí časy velmi krátké. Soustrojí, které je náhle odlehčeno, má značný sklon k přetáčení. Přetáčení je částečně omezeno tím, že turbokompresor má při odlehčení poměrně velký brzdicí účinek. Mimoto má alternátor automatické zapínání brzdicích odporů, které nedovolí zvýšení otáček nad povolenou mez. Tato mez bývá o 10 až 20 % vyšší než provozní otáčky. Při dosažení této hodnoty se uvede v činnost rychlouzávěr v přívodu paliva do spalovací komory.

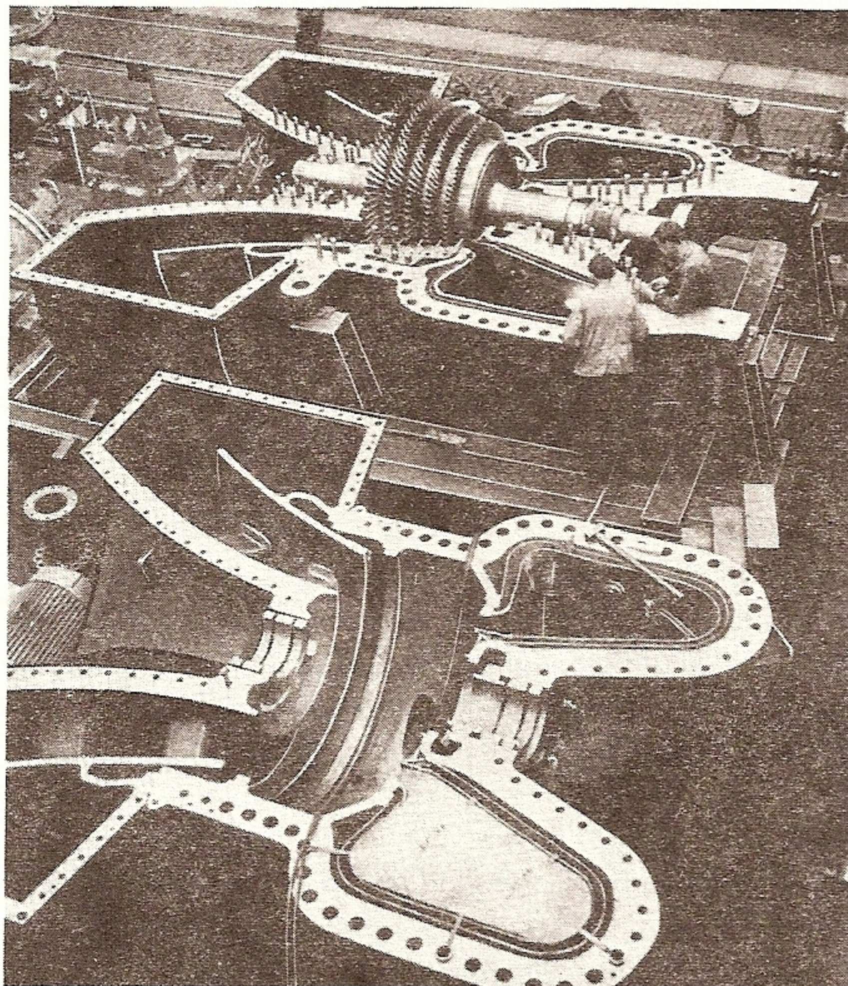
Odstavení

Soustrojí se odstaví odpojením alternátoru ze sítě a uzavřením přívodu paliva do spalovací komory. Soustrojí pak setrvačností doběhne. Po doběhnutí se ještě

určitou dobu rotor protáčí elektromotorem, aby se zabránilo jeho deformacím vlivem nestejnoměrného chladnutí. Přitom je v činnosti pomocné olejové čerpadlo.

Promývání soustrojí

Při použití těžkých kapalných paliv se usazují hlavně na lopatkách nánosy snižující účinnost plynové turbíny. Tyto nánosy se odstraňují promýváním horkou vodou. Před promýváním musí být turbína vychlazena na teplotu nižší než 100 °C. Spouštěčem se roztočí rotor a nechá se setrvačností dobíhat. Přitom se zvláštní soustavou trysek přivádí horká voda na lopatky. Celý proces se několikrát opakuje. Po skončení promývání se musí celá turbína dokonale odvodnit a vysušit.



Obr. 267. Spalovací turbína řady 1, 6, 12, 25 MW, První brněnská strojírna, n. p., ZKG, výkon 1 MW

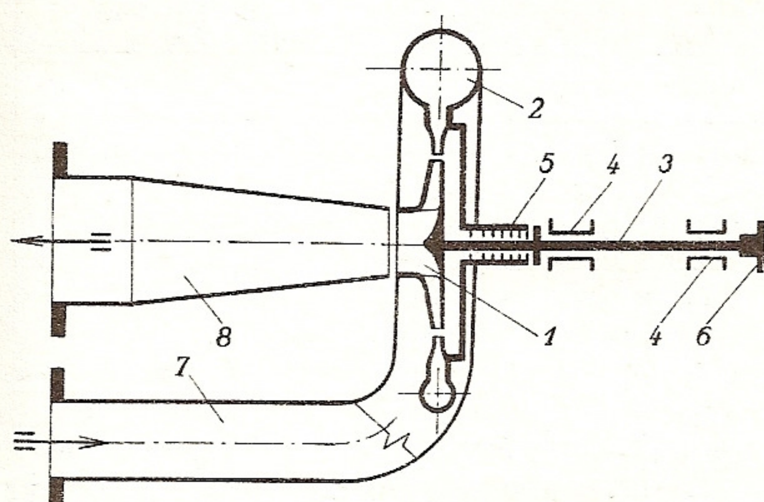
Chlazení plynových turbín

Plynové turbíny patří mezi teplotně velmi namáhané stroje. U součástí, které pracují při teplotách 600 až 900 °C, se projevuje trvalé tečení materiálu již při malém zatížení. Proto se musí vhodným způsobem chladit, nejčastěji vzduchem. Chladicí vzduch se mísí se spalinami před vstupem do turbíny. Další způsob chlazení spočívá v tom, že na tepelně namáhané díly stále proudí chladicími tryskami nebo kanálky chladný vzduch. Některé plynové turbíny mají lopatky duté nebo

se používá chladicích kanálků, kterými protéká vzduch. Veškerý vzduch potřebný k chlazení dodává turbokompresor, který musí být na tento objemový průtok vzduchu (k hoření i chlazení) dostatečně dimezován.

Regulace výkonu

Reguluje se buď množství paliva přiváděného do spalovací komory, nebo teplota směsi spalin a vzduchu před vstupem do turbíny (změnou směšovacího poměru). U leteckých turbín (proudové motory) se může krátkodobě zvýšit výkon přídavným spalováním dalšího paliva až za oběžným kolem spalovací turbíny (forsáž), čímž se zvýší její tah.



Obr. 268. Schéma radiální expanzní turbíny
1 – oběžné kolo, *2* – skříň,
3 – hřídel, *4* – ložiska,
5 – ucpávka, *6* – spojka,
7 – vstup pracovního média,
8 – výstup pracovního média

Tab. 69. Porovnání plynové a parní turbíny

Parametr	Plynová	Parní
Tlak pracovní látky (MPa)	2,5	25
Teplota pracovní látky (°C)	až 1 250	550
Výstupní tlak (MPa)	0,1	0,002
Konečná (výstupní) teplota (°C)	400	20
Měrná energie (tepelný spád) (kJ . kg^{-1})	500	1 500
Počet stupňů	1 až 8	20 až 40

Výroba plynových turbín v ČSSR

Stacionární plynové turbíny vyrábí n. p. První brněnská strojírna v Brně. Plnicí turbodmychadla k přeplňování vznětových motorů, poháněná turbínou na výfukové plyny, vyrábí také n. p. První brněnská strojírna, závod Velká Bíteš. Výběr stacionárních plynových turbín, expanzních turbín a plnicích turbodmychadel je v *tab. 70*.

Tab. 70. Výběr plynových turbín a turbodmýchadel

Stacionární plynové turbíny

Jmenovitý výkon (MW)	Maximální výkon (MW)	Otáčky turbíny (s^{-1})	Otáčky alternátoru (s^{-1})	Kompresní poměr	Provedení
1	1,6	150	50	3,9	Jednohřídelové s převodovkou
6	8	50	50	4	Jednohřídelové
12	16	50	50	7,5	Jednohřídelové
25	30	50	50	19	Dvouhřídelové
50		142/50	50		Dvouhřídelové

Expanzní turbíny

Typ	Pracovní médium	Objemový průtok ($m^3 . h^{-1}$)	Objemový průtok ($m^3 . s^{-1}$)	Vstupní tlak (MPa)	Vstupní teplota (°C)	Výstupní tlak (MPa)	Otáčky (min^{-1})	Otáčky (s^{-1})
EXT-16-RZ	vzduch O_2	2 000	0,555	1,6	−138	0,635	43 000	717
EXT-30-RZ	vzduch O_2	3 000	0,833	0,57	−148	0.12	22 500	375
EXT-50-RZ	vzduch CO, N_2	5 000	1,39	0,8	−103	0,13	22 000	367
EXT-80-RZ	vzduch N_2	8 000	2,22	0,53	−149	0,13	15 000	250
EXT-140-RZ	vzduch N_2	14 000	3,89	0,653	−130	0,143	10 570	176

Plnicí turbodmýchadla poháněná plynovou turbínou

Typ	Sací průtok ($m^3 . h^{-1}$)	Poměrné stlačení p_2/p_0	Maximální otáčky (min^{-1})	Maximální otáčky (s^{-1})	Přípustná teplota výfukových plynů (°C)	Rozsah výkonů nepřeplňovaných motorů (kW)
PHD 16 N	1 000 až 1 600	1,35	24 000	400	550	110 až 215
PHD 16 S	1 250 až 2 000	1,65	28 000	466	600	
PHD 16 V	1 500 až 2 400	2,00	32 000	533	600	
PHD 35 N	2 200 až 3 500	1,35	17 000	283	550	215 až 440
PHD 35 V	3 300 až 5 250	2,00	23 500	384	600	
PHD 50 N	3 200 až 5 000	1,35	14 000	233	550	440 až 735
PHD 50 V	4 700 až 7 500	2,00	18 800	315	600	
PHD 70 S	5 500 až 8 800	1,65	11 400	190	600	735 až 1 175
PHD 70 V	7 000 až 10 500	2,00	14 500	242	900	

Příklad. Vypočítejte skutečný celkový výkon plynové turbíny, která pohání alternátor o výkonu $P_{el} = 12$ MW. Vypočítejte také příkon turbokompresoru, jestliže spotřebuje 2/3 celkového výkonu plynové turbíny. Účinnost alternátoru je $\eta_a = 0{,}87$.

Příkon alternátoru

$$P_a = \frac{P_{el}}{\eta_a} = \frac{12}{0{,}87}\,\text{MW} = 13{,}8\,\text{MW}\,.$$

Příkon turbokompresoru

$$P_k = 2P_a = 2\,.\,13{,}8\,\text{MW} = 27{,}6\,\text{MW}\,.$$

Celkový výkon plynové turbíny

$$P = P_a + P_k = (13{,}8 + 27{,}6)\,\text{MW} = 41{,}4\,\text{MW}\,.$$

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Vysvětlete pojmy plynová, spalovací a expanzní turbína.
2. Nakreslete schéma a popište funkci otevřeného okruhu.
3. Nakreslete schéma a popište funkci uzavřeného okruhu.
4. Porovnejte otevřený a uzavřený okruh v diagramu *p–v* a *T–s*.
5. Čím se liší požadavky na paliva pro plynové turbíny a pro spalovací motory?
6. Uveďte příklady použití plynové turbíny.
7. Kdy se použije dvouhřídelová plynová turbína? Načrtněte schéma.
8. Co víte o materiálech používaných na lopatky plynových turbín?
9. Načrtněte schéma spalovací komory pro plynovou turbínu.
10. Jakým způsobem se spouští plynová turbína a jak se postupuje při jejím odstavení?
11. Jak je zajištěno chlazení nejvíce tepelně namáhaných dílů plynových turbín?
12. Jak lze regulovat výkon plynové turbíny?
13. Porovnejte vhodnost použití a parametry parních a plynových turbín.

5 PROUDOVÉ STROJE A TRYSKOVÉ MOTORY

5.1 Proudové pracovní stroje

Proudová čerpadla (injektory), proudové vývěvy a proudové kompresory pracují tak, že se nejprve přemění tlak pomocné látky (voda nebo pára) v expanzní trysce na rychlost. Takto získaná kinetická energie se mění v difuzoru (kompresní trysce) v energii tlakovou. Kompresní tryska ústí do tzv. směšovací komory, kde je sání pracovní látky. Proudová vývěva pracuje s výstupním tlakem o něco vyšším, než je tlak barometrický. Injektory a proudové kompresory mohou pracovat s poměrně vysokým tlakem ve výtlačném potrubí. Tento tlak je vždy nižší než tlak pomocné pracovní látky.

5.1.1 Proudová čerpadla

Vodní injektor (ejektor)

U vodního proudového čerpadla se využívá kinetické energie proudící kapaliny (vody) k čerpání nebo ke zvýšení sací výšky hydrodynamického čerpadla (*obr. 269a*). Zapojení s čerpadlem při čerpání z větších hloubek (až 20 m) je na *obr. 269b*. Účinnost vodního injektoru je 0,15 až 0,2:

$$Q_{V2} = Q_{V1} + Q_{Vs},$$
$$Q_{V1} = S_1 . c_1 = S_d . d_d,$$
$$Q_{V2} = S_{min} . c_{max} = S_2 . c_2,$$
$$Q_{Vs} = S_c . c_s,$$

kde Q_{V1} je objemový průtok pomocné látky,
Q_{V2} – objemový průtok čerpané látky,
Q_{Vs} – objemový průtok směsi ve výtlaku.

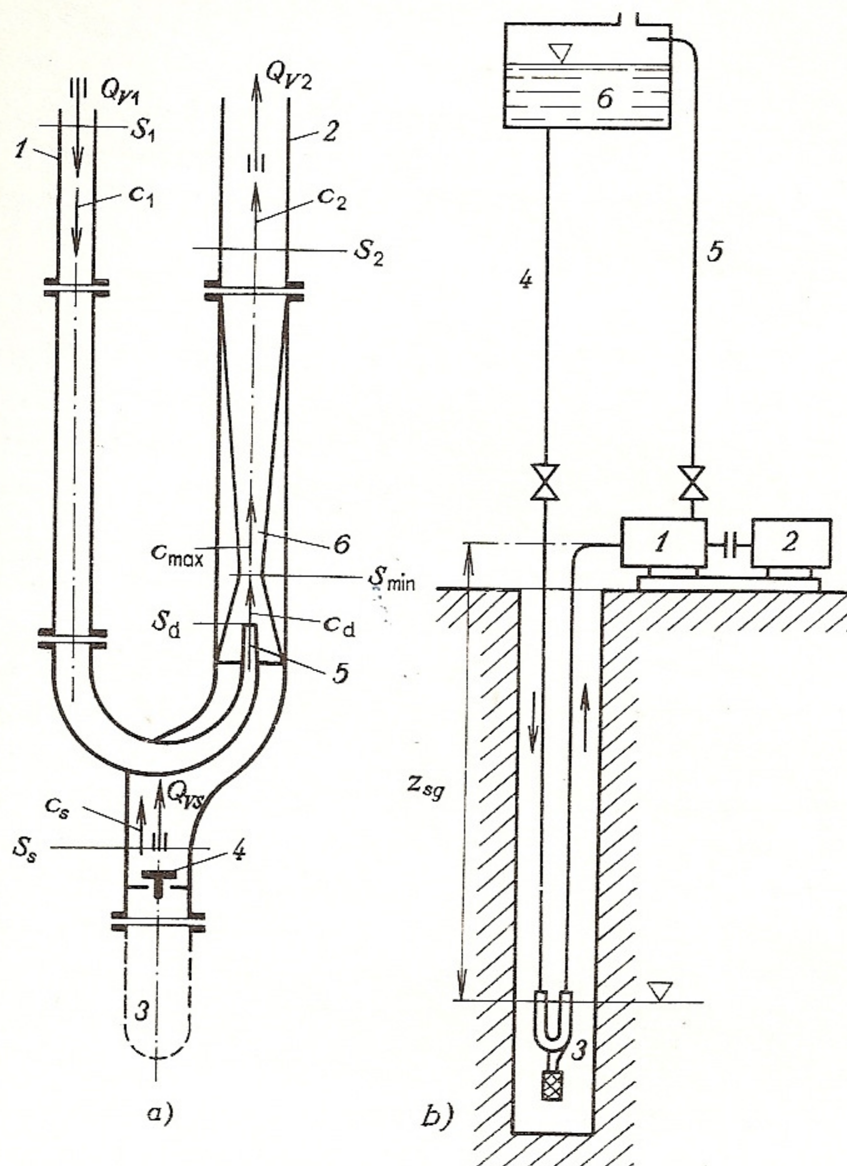
Tyto rovnice platí pro stejnou hustotu pomocné a čerpané látky, tzn., že

$$\varrho_1 = \varrho_2 = \varrho_s.$$

5.1.2 Proudové vývěvy a kompresory

Vodoproudová vývěva

Pomocnou látkou je voda o tlaku 0,2 až 0,5 MPa, vyvěvu lze použít k odsávání plynných i kapalných látek. Princip je stejný s vodním injektorem (*obr. 270*).



Obr. 269. Vodní injektor v sacím potrubí čerpadla (*a*): *1* – přívod tlakové vody, *2* – sací potrubí čerpadla, *3* – sací koš, *4* – zpětný ventil, *5* – tryska injektoru, *6* – kompresní tryska (difuzor)
celkové schéma čerpací stanice s pomocným injektorem ke zvýšení sací výšky (*b*): *1* – čerpadlo, *2* – hnací motor, *3* – injektor, *4* – přítok vody do injektoru, *5* – výtlak, *6* – nádrž

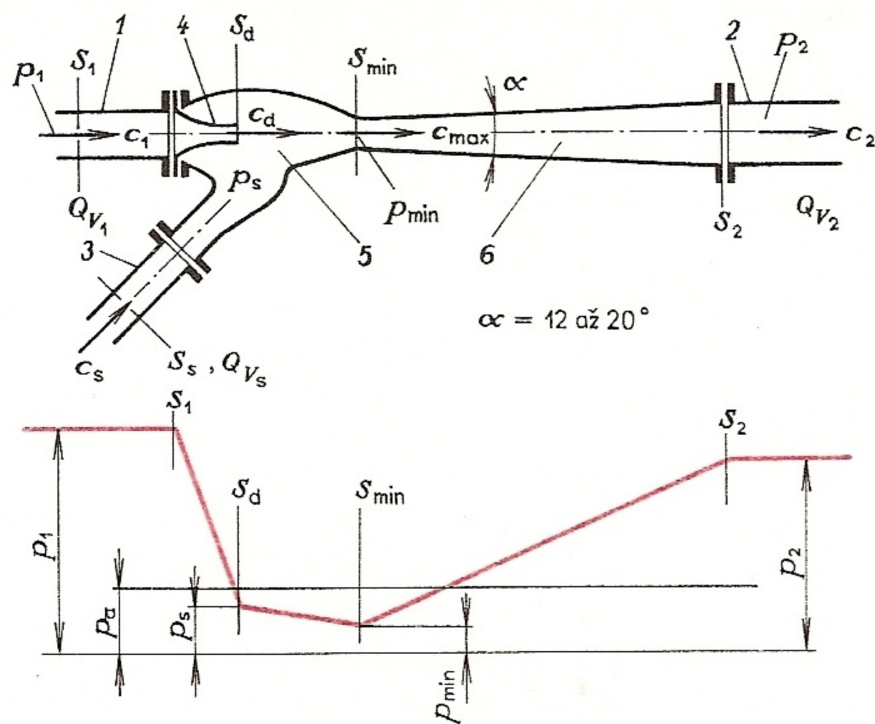
Paroproudová vývěva (obr. 271)

Pomocnou látkou je pára. Paroproudová vývěva může být jednostupňová nebo vícestupňová. Většinou se používá dvoustupňová. Stupně jsou zapojeny za sebou (v sérii).

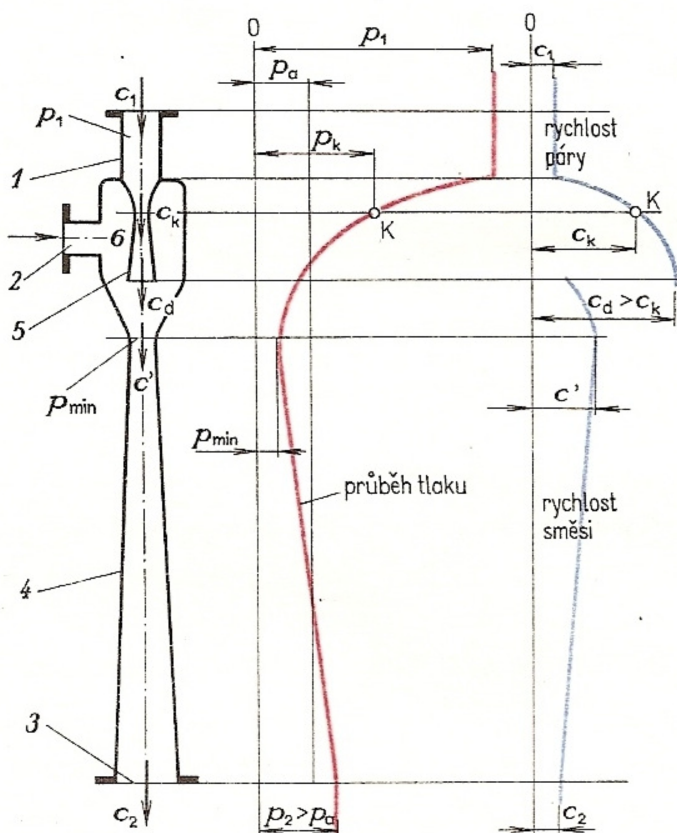
Paroproudové vývěvy se používají zejména u kondenzačních zařízení parních turbín.

Proudové kompresory

Paroproudová vývěva může být použita i jako kompresor. Chceme-li oddělit z vystupující směsi páry a vzduchu pouze vzduch, zařadíme za proudový kompresor chladič, kde pára zkondenzuje.



Obr. 270. Vodoproudá vývěva
1 — přívod tlakové vody, *2* — výstup, *3* — sací potrubí, *4* — tryska, *5* — směšovací komora, *6* — difuzor



Obr. 271. Paroproudá vývěva
1 — vstup tlakové páry, *2* — sací hrdlo, *3* — výstupní hrdlo, *4* — difuzor, *5* — expanzní tryska, *6* — směšovací komora

5.2 Tryskové motory

Tryskové motory dělíme na motory *proudové*, které jsou závislé na prostředí, v němž se pohybují (odebírají z něj kyslík potřebný ke spalování paliva), a na *raketové* motory, které jsou nezávislé na prostředí, v němž se pohybují.

5.2.1 Proudové motory (*tab. 71*)

Mohou být *s kompresorem* nebo *bez kompresoru* (náporové motory). Proudový motor s kompresorem může být buď *turbovrtulový*, kde výsledný tah je dán součtem tahu vrtule a tahu získaného v trysce, nebo jen *proudový* (bezvrtulový); celý tah je potom vyvíjen jen expanzí spalin v trysce.

Turbovrtulový pohon může mít jednu turbínu pohánějící jak turbokompresor, tak i vrtuli (přes reduktor), nebo dvě turbíny (dvouhřídelové uspořádání), kde jedna turbína pohání kompresor a druhá přes reduktor vrtuli. Zvláštním druhem dvouhřídelových proudových motorů jsou motory *dvouproudové*, u nichž expanze probíhá ve dvou soustředných tryskách. Ve vnitřní trysce expandují spaliny, ve vnější pouze vzduch.

Při pohybu letounu velkou rychlostí ($M > 1{,}5$) je kompresor zbytečný, protože náporem se získá stlačený vzduch s kompresním poměrem $\varepsilon = 4{,}5$ při $M = 2$ a ε až 29 při $M = 5$. Vzniká tak motor, kde není turbokompresor, a chybí tedy i spalovací turbína. Motor je tvořen pouze spalovací komorou, která vybíhá v expanzní trysku. Tyto motory se nazývají *náporové* (athodydy). Protože dostatečný tah vzniká u těchto motorů až při určité letové rychlosti, musí být letoun s náporovým motorem vybaven ještě jinou hnací jednotkou, např. proudovým motorem s kompresorem, která umožní start a urychlení letounu na rychlost, při níž je možné uvést v činnost náporový motor.

Zvláštním typem náporového motoru je motor pulsační, který má význam pouze v modelářské technice. Pulsační motor vyvine potřebný tah i při nulové rychlosti letounu, a umožňuje tedy start bez pomocné hnací jednotky. Ventilová mříž pulsačního motoru má velmi krátkou životnost (cyklické namáhání mříže a ventilů za vysokých provozních teplot).

Krátkodobé zvyšování tahu (tzv. forsáž) se u proudových motorů provádí buď dodatečným spalováním přídavného paliva přímo v trysce, popř. vstřikováním vody před kompresor nebo do spalovací komory. Místo vody lze použít i peroxid vodíku.

5.2.2 Raketové motory

Raketové motory jsou tryskové motory, u nichž se podobně jako u proudových motorů vyvodí potřebný tah reakcí proudících spalin v trysce. Porovnání některých pracovních parametrů proudového motoru s kompresorem, náporového motoru a motoru raketového je v *tab. 72*.

Podle použitého paliva jsou raketové motory na *tuhá* a *kapalná paliva*. Jako tuhé palivo se používá střelný prach (prachové rakety), který je vylisován do tvaru du-

Tab. 71. Přehled proudových motorů

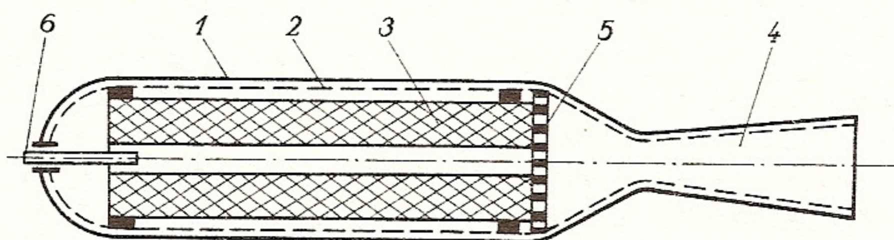
a) Turbovrtulový proudový motor uspořádání jednohřídelové — $M < 1$	*b*) Turbovrtulový proudový motor uspořádání dvouhřídelové — $M < 1$
c) Proudový motor s radiálním turbokompresorem — $M \lesseqgtr 1$	*d*) Proudový motor s axiálním turbokompresorem — $M \lesseqgtr 1$
e) Dvouproudový motor — $M \lesseqgtr 1$	*f*) Náporový supersonický motor — $M = 1{,}5$ až $4{,}5$
g) Náporový hypersonický motor — $M > 4{,}5$	*h*) Náporový pulsační motor — $M < 1$

1, 1a, 1b – spalovací turbíny, *2, 2a, 2b* – turbokompresory, *3* – spalovací komora, *4* – reduktor, *5, 5a, 5b* – trysky, *6* – přívod paliva, *7* – zapalovací zařízení, *8* – pomocná vzduchová tryska (startovací), *9* – ventilová mříž

Tab. 72. Porovnání pracovních parametrů

Druh motoru	Teplota ve spalovací komoře t (°C)	Výtoková rychlost w $(m.s^{-1})$	Měrná spotřeba m_F $(kg.N^{-1}.h^{-1})$	Měrný tah F_{sp} $(N.kg^{-1})$
Proudový s kompresorem	600 až 1 250	600 až 700	≐ 0,1	3 až 5
Proudový náporový	≐ 2 000	1 200 až 1 400	≐ 0,3	10 až 20
Raketový	3 000 až 4 000	2 000 až 2 500	1,5 až 1,7	≐ 250

tého válce a vsunut do tělesa rakety (*obr. 272*). Prachové rakety jsou vhodné tam, kde je zapotřebí vyvodit krátkodobě poměrně velký tah, a tam, kde chceme znát přesnou hodnotu vyvozeného tahu. Lisovaná náplň hoří po celém povrchu. Pracovní tlak uvnitř spalovací komory bývá 5 až 15 MPa. Kapalná paliva mohou být *jednosložková* (směs paliva s okysličovadlem) nebo častěji z bezpečnostních důvodů se používají paliva *dvousložková* (palivo je oddělené od okysličovadla). Z paliv se používají hlavně uhlovodíky (benzín, alkoholy, anilin, ether apod.) nebo borovodík.

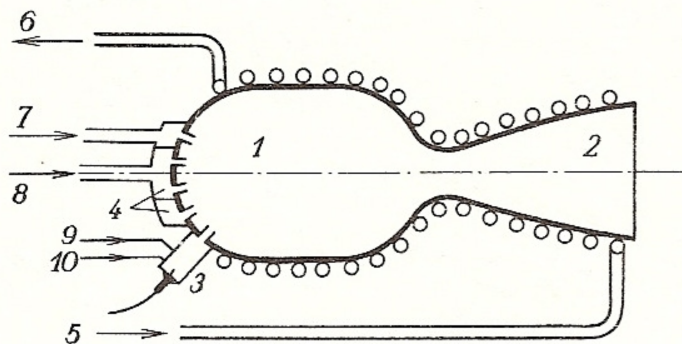


Obr. 272. Raketový motor na tuhé palivo
1 – plášť, *2* – ochranná žárovzdorná vrstva, *3* – lisované pevné palivo, *4* – tryska, *5* – rošt (mříž), *6* – zapalovač

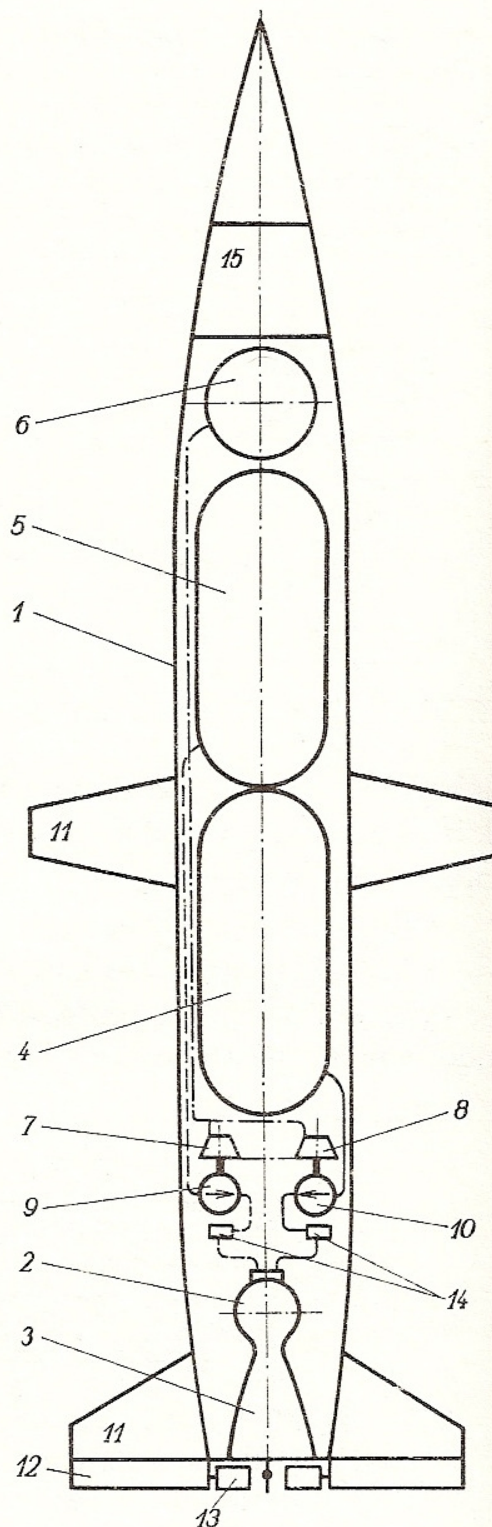
Z okysličovadel kapalný kyslík, peroxid vodíku, kyselina dusičná, oxid dusičitý, fluor, tetranitromethan apod.

Palivo a okysličovadla se dopravují do motoru buď přetlakem vhodného neteč-

ného (inertního) plynu, nebo čerpadly, která jsou poháněna expanzními plynovými turbínami; ty jsou poháněny buď stlačeným plynem, spalinami vznikajícími ve spalovací komoře motoru, nebo spalinami získanými spalováním vhodného paliva k pohonu těchto turbín. Palivo a okysličovadlo se mísí až ve spalovací komoře



Obr. 273. Raketový motor na kapalné palivo
1 – spalovací komora, *2* – tryska, *3* – zapalovací komora, *4* – vstřikovač, *5* – přívod paliva, *6* – odvod paliva k regulačnímu ventilu, *7* – přívod paliva od regulačního ventilu, *8* – přívod okysličovadla od regulačního ventilu, *9* – okysličovadlo pro zapalovací komoru, *10* – palivo pro zapalovací komoru



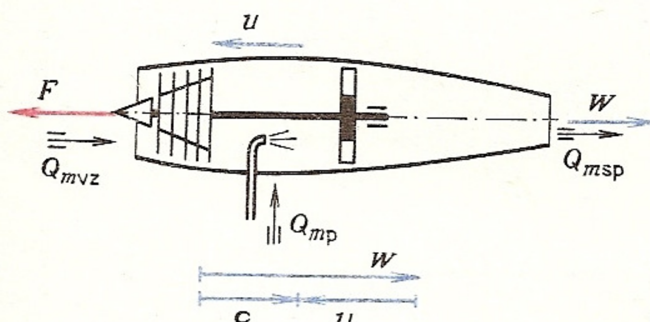
Obr. 274. Jednostupňová raketa
1 – plášť rakety, *2* – spalovací komora, *3* – tryska, *4* – palivo, *5* – okysličovadlo, *6* – stlačený plyn k pohonu expanzních turbín, *7*, *8* – expanzní turbíny, *9*, *10* – čerpadla paliva a okysličovadla, *11* – stabilizační plochy, *12* – vnější kormidla. *13* – vnitřní kormidla, *14* – regulační ventily paliva a okysličovadla, *15* – hlavice

motoru. Obě látky se rozprašují soustavou trysek v tzv. *vstřikovači* (*obr. 273*). Množství paliva a okysličovadla je dávkováno automatickými ventily. Zážeh raketového motoru se dělá různým způsobem, např. elektrickou jiskrou v pomocné

zážehové komoře, pyrotechnickou roznětkou, vstříknutím samozápalného paliva do spalovací komory nebo chemickou reakcí (katalyticky). Schéma rakety s jedním motorem na kapalné palivo je na *obr. 274*. Na obrázku není nakresleno chlazení motoru chladivem protékajícím v trubkách pláště spalovací komory a trysky.

5.2.3 Tah tryskových motorů

a) *Tah proudového motoru (obr. 275)*



Obr. 275. Tažná síla a rychlostní poměry u proudového motoru

Z obecné rovnice hybnosti

$$F \,.\, \mathrm{d}t = m \,.\, \mathrm{d}v \Rightarrow F = \frac{m}{\mathrm{d}t} \,.\, \mathrm{d}v\,,$$

pro $\mathrm{d}t = 1\,\mathrm{s}$ je $m/\mathrm{d}t = Q_m$ $(\mathrm{kg}\,.\,\mathrm{s}^{-1})$, za $\mathrm{d}v$ dosadíme rychlost za 1 s.

Obecně tedy bude platit

$$F = Q_m \,.\, v\,.$$

Pro proudový motor je

$$F = Q_{mvz} \,.\, (w - u) + Q_{mp} \,.\, w\,.$$

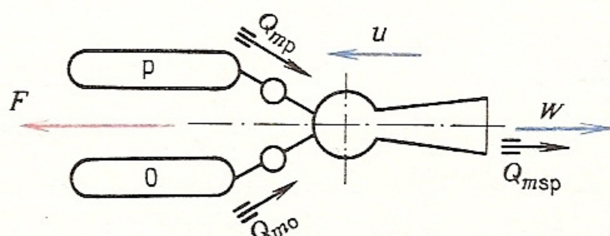
Maximální tah vyvine proudový motor při startu $(u = 0)$

$$F_{max} = Q_{mvz} \,.\, w + Q_{mp} \,.\, w = w \,.\, (Q_{mvz} + Q_{mp}) = w \,.\, Q_{msp}\,.$$

S rostoucí rychlostí letu tah motoru klesá.

b) *Tah raketového motoru (obr. 276)*

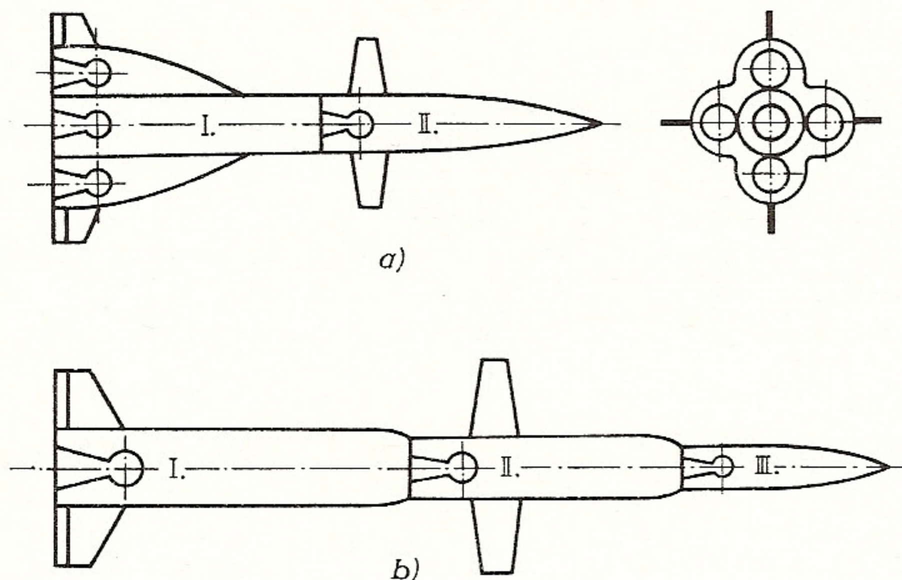
$$F = Q_{mp} \,.\, w + Q_{mo} \,.\, w = w \,.\, (Q_{mp} + Q_{mo}) = w \,.\, Q_{msp}\,.$$



Obr. 276. Tažná síla a rychlostní poměry u raketového motoru

Tah raketového motoru nezávisí na rychlosti letu, pouze na dosažené výtokové rychlosti v trysce a na hmotnostním průtoku expandujících spalin

$$Q_{msp} = Q_{mp} + Q_{mo} .$$



Obr. 277. Vícestupňové rakety
a) dvoustupňová (první stupeň se skupinovým raketovým motorem),
b) třístupňová raketa (tandemové uspořádání)

K dosažení větších tahů se používají skupinové raketové motory. Ke zvýšení doletu se konstruuje raketa vícestupňová, u níž se postupně oddělují nepotřebné části (vyhořelé stupně včetně motorů). Tím se snižuje zbytečná hmota, kterou by musel motor dalšího stupně urychlovat (*obr. 277*).

5.2.4 Maximální rychlost, porovnávací parametry a použití raketových motorů

Maximální rychlost, kterou je možno dosáhnout raketovým motorem, se vypočítá podle Ciolkovského rovnice:

$$u = w \,.\, \ln . \frac{m_c}{m} = 2{,}303 w \,.\, \log . \frac{m_c}{m} ,$$

kde m_c je celková hmotnost rakety při startu,
m – hmotnost po spotřebování pohonných hmot,
w – výtoková rychlost spalin z trysky,
u – rychlost letu;

$$m_c = m + m_{ph} ,$$

$$\frac{m_c}{m} = \frac{m + m_{ph}}{m} = 1 + \frac{m_{ph}}{m} ,$$

kde m_{ph} je hmotnost pohonných hmot (palivo + okysličovadlo).

Po dosazení tohoto vztahu do Ciolkovského rovnice je dosažitelná letová rychlost

$$u = 2{,}303w \,.\, \log \,.\left(1 + \frac{m_{ph}}{m}\right).$$

Výraz $m_c/m = 1 + m_{ph}/m$ je tzv. *hmotnostní poměr*, který má zásadní vliv na dosaženou rychlost letu rakety.

Pro vícestupňovou raketu platí:

$$u = 2{,}303w_1 \,.\, \log \,.\, \frac{m_{c1}}{m_1},$$

$$u_2 = 2{,}303w_2 \,.\, \log \,.\, \frac{m_{c2}}{m_2} + u_1,$$

$$u_n = 2{,}303w_n \,.\, \log \,.\, \frac{m_{cn}}{m_n} + u_{n-1}\,.$$

Základní porovnávací parametry raketových motorů

Impuls raketového motoru určuje součin tažné síly F a doby jejího působení

$$I = F \,.\, t\,.$$

Raketový motor s celkovým impulsem $I = 30\,000$ N . s může např. pracovat s tahem 5 000 N po dobu 6 sekund, nebo s tahem 300 N po dobu 100 sekund apod.

Mimoto se k posouzení možností raketového motoru uvádí poměr celkového impulsu k celkové hmotnosti rakety včetně pohonných hmot

$$\frac{I}{m_c} = \frac{F \,.\, t}{m_c}\,.$$

Tento poměr, tzv. *měrný impuls*, bývá 1 300 až 1 500 N . s . kg^{-1}.

Další důležitý údaj je *měrná spotřeba*, která udává, kolik kilogramů pohonných hmot (paliva + okysličovadla) je zapotřebí k vyvození tahu 1 N za 1 s (nebo za 1 h):

$$m_F = \frac{Q_{mph}}{F}\,.$$

Používanou porovnávací hodnotou je též *měrný tah*, určující podíl tažné síly připadající na 1 kg celkové hmotnosti rakety

$$F_{sp} = \frac{F}{m_c} = \frac{F}{m + m_{ph}}\,.$$

Použití raketových motorů

1. Pohon meziplanetárních raket, vesmírných laboratoří, telekomunikačních družic, meteorologických družic, výškových radiosond, automatických výzkumných sond atd.

2. Zkrácení startovací dráhy proudových letounů (krátká letiště).

3. Pohon letounů s nadzvukovými rychlostmi (např. kombinace raketového a náporového motoru).

4. Zjišťování kmitání vysokých staveb (televizní věže, komíny, vysílače apod.) vlivem nárazového větru.

5. Zjišťování kmitů mostovek při dynamickém zatížení.

6. Modelování účinků bočního větru na jedoucí motorové vozidlo.

7. Modelování účinků průjezdu vlaku v extrémně namáhaných místech železničního svršku (oblouky na mostcích apod.).

8. Pohon raketových střel ve vojenské technice.

9. Pohon signálních raket a raket pro ohňostroj.

10. Urychlovací rakety k deformačním zkouškám motorových vozidel.

Mimo chemické rakety (na tuhé nebo kapalné palivo) lze raketový motor sestrojit na principu expanze vhodného pracovního média v Lavalově trysce, jako je např. pára získaná odpařením vody ve vyvíječi (parní raketa) nebo vhodný plyn ohřátý v ohřívacím zařízení. Tímto ohřívacím zařízením může být i jaderný reaktor (jaderný raketový či plazmový motor).

Mezi speciální raketové motory, které teprve čekají na realizaci a jsou v současné době v počátcích výzkumu a vývoje, patří raketové motory iontové, fotonové atd.

Vývoj raketových motorů není ukončen, stále se hledají nové způsoby, jak dosáhnout vyšších letových rychlostí. V současné době je to jediná hnací jednotka, kterou je možné překonat přitažlivost naší Země.

Příklad 1. Vypočítejte tah proudového motoru při startu ($u = 0$) a při rychlosti letu odpovídající $M = 2$. Relativní rychlost spalin v ústí trysky $w = 700\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}$, spotřeba vzduchu $Q_{m\mathrm{vz}} = 6\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}$, spotřeba paliva $Q_{m\mathrm{p}} = 1\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}$.

Při startu

$$F_{\max} = w\,.\,Q_{m\mathrm{sp}} = w\,.\,(Q_{m\mathrm{vz}} + Q_{m\mathrm{p}}) = 700\,.\,(6 + 1)\,\mathrm{N} = 4\,900\,\mathrm{N}\,.$$

Při letu ($M = 2$)

$$u = 2c_{\mathrm{k}} = 2\,.\,334\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}} = 668\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}\,,$$

$$F = Q_{m\mathrm{vz}}\,.\,(w - u) + Q_{m\mathrm{p}}\,.\,w = 6\,.\,(700 - 668)\,\mathrm{N} + 1\,.\,700\,\mathrm{N} = 892\,\mathrm{N}\,.$$

Výkon motoru při letu

$$P = F\,.\,u = 892\,.\,668\,.\,10^{-3}\,\mathrm{kW} = 596\,\mathrm{kW}\,.$$

Příklad 2. Pro zadané hodnoty raketového motoru

$$Q_{m\mathrm{p}} = 100\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}\,, \qquad Q_{m\mathrm{o}} = 120\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}\,, \qquad w = 2\,300\,\mathrm{m\,.\,s^{-1}}\,,$$

$$m_{\mathrm{c}} = 22\,\mathrm{t} = 22\,000\,\mathrm{kg}\,, \qquad m = 8\,000\,\mathrm{kg}\,,$$

vypočítejte tah motoru, celkový impuls, měrný impuls, měrný tah, měrnou spotřebu.

Tah motoru

$$F = Q_{mph} \, . \, w = Q_{msp} \, . \, w = (100 + 120) \, . \, 2\,300 \text{ N} = 506\,000 \text{ N} \, .$$

Celkový impuls

$$I = F \, . \, t \, .$$

Doba chodu motoru

$$t = \frac{m_{ph}}{Q_{mph}} = \frac{14\,000}{220} \text{ s} = 63{,}6 \text{ s} \, ,$$

kde $m_{ph} = m_c - m = (22\,000 - 8\,000) \text{ kg} = 14\,000 \text{ kg}$,
$Q_{mph} = Q_{mp} + Q_{mo} = (100 + 120) \text{ kg} = 220 \text{ kg} \, . \, \text{s}^{-1}$,
$I = 506\,000 \, . \, 63{,}6 \text{ N} \, . \, \text{s} = 32{,}2 \, . \, 10^6 \text{ N} \, . \, \text{s} \, .$

Měrný impuls

$$I_{sp} = \frac{I}{m_c} = \frac{32{,}2 \, . \, 10^6}{22\,000} = 1\,460 \text{ N} \, . \, \text{s} \, . \, \text{kg}^{-1} \, .$$

Měrný tah

$$F_{sp} = \frac{F}{m_c} = \frac{506\,000}{22\,000} \text{ N} \, . \, \text{kg}^{-1} = 23 \text{ N} \, . \, \text{kg}^{-1} \, .$$

Měrná spotřeba

$$m_F = \frac{Q_{mph}}{F} = \frac{220}{506\,000} \text{ kg} \, . \, \text{N}^{-1} \, . \, \text{s}^{-1} = 0{,}435 \, . \, 10^{-3} \text{ kg} \, . \, \text{N}^{-1} \, . \, \text{s}^{-1} \, .$$

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Načrtněte obecné schéma proudového pracovního stroje a vysvětlete jeho funkci.
2. Vysvětlete, proč má expanzní tryska paroproudé vývěvy rozšířený (Lavalův) nátrubek.
3. Vysvětlete funkci kompresní trysky. Jaké podmínky musí být splněny?
4. Jaké výhody a nevýhody mají proudové stroje proti strojům pístovým a lopatkovým?
5. Vysvětlete rozdíl mezi proudovým motorem s kompresorem a bez kompresoru.
6. Pro jaké letové rychlosti je vhodný motor turbovrtulový a pro jaké motor bezvrtulový (proudový).
7. Popište činnost proudového motoru s kompresorem a nakreslete jeho schéma.
8. Nakreslete schéma a popište činnost náporového motoru.
9. Jakým způsobem lze krátkodobě zvýšit tah proudového motoru?
10. Vysvětlete hlavní rozdíl mezi proudovým a raketovým motorem.
11. Načrtněte schéma a vysvětlete činnost raketového motoru na tuhé palivo.
12. Načrtněte schéma a vysvětlete činnost raketového motoru na tekuté palivo.
13. Vypočítejte tah proudového motoru, je-li dáno: $u = 1\,600 \text{ km} \, . \, \text{h}^{-1}$, $Q_{mvz} = 7 \text{ kg} \, . \, \text{s}^{-1}$, $Q_{mp} = 2 \text{ kg} \, . \, \text{s}^{-1}$, $w = 650 \text{ m} \, . \, \text{s}^{-1}$.
14. Vypočítejte tah raketového motoru, je-li dáno: $Q_{mp} = 20 \text{ kg} \, . \, \text{s}^{-1}$, $Q_{mo} = 30 \text{ kg} \, . \, \text{s}^{-1}$, $w = 2\,400 \text{ m} \, . \, \text{s}^{-1}$.
15. Jaký význam mají skupinové raketové motory?
16. Proč jsou výškové rakety vícestupňové?
17. Uveďte příklady praktického použití raketového motoru.
18. Proč se u raketového motoru používá Lavalova expanzní tryska?

6 ZAŘÍZENÍ NA VÝROBU PÁRY

Toto zařízení (patřící do energetického hospodářství) slouží k výrobě páry potřebné k pohonu strojů na výrobu elektrické energie, k zajišťování technologických pochodů v průmyslu a pro vytápění budov. Pro výrobu elektrické energie je prozatím jediným možným mezičlánkem pára, která se získává spalováním paliva v parních kotlech nebo štěpením atomových jader v jaderných elektrárnách (*tab. 73*).

Přímá přeměna tepelné energie v elektrickou nebyla dosud provozně zvládnuta.

Tab. 73. Soudobé způsoby získávání elektrické energie

Zdroj	Primární okruh		Sekundární okruh	
	parní kotel			
Fosilní paliva (uhlí, ropa, zemní plyn)	topeniště	tlakový celek (výparník a přehřívák páry)	parní turbina	elektrický generátor
Jaderná energie (dosud jen rozpadem těžkých prvků)	jaderný reaktor	parní generátor (výměník tepla)	parní turbina	elektrický generátor

V budoucnosti se předpokládá, že u termojaderných reaktorů bude možná přímá přeměna jaderné energie v elektrickou magnetohydrodynamickými generátory (MHD).

Dosud je v našem národním hospodářství získáváno přes 85 % elektrické energie v tepelných elektrárnách, zbytek ve vodních, popř. atomových elektrárnách. Jiné možnosti (až na dále uvedené výjimky), jak získávat energii pro lidstvo, již vlastně ani nejsou, neboť energie vodních toků je již z větší části využita, a klasická paliva pro tepelné elektrárny nejsou také nevyčerpatelná (uhlí, ropa, zemní plyn). Navíc je hospodárnější využívat těchto paliv jako surovin v chemickém průmyslu.

Ještě zbývá sice určitá možnost alespoň částečného využití energie slunečního záření a zemského tepla, nebo energie větrné, teplých oceánských proudů, popř. mořského přílivu a odlivu, avšak tyto zdroje nemohou podstatně pokrýt neustále rostoucí potřebu energie na Zemi. Zatím také neexistují návrhy na dostatečně technické a ekonomické úrovni.

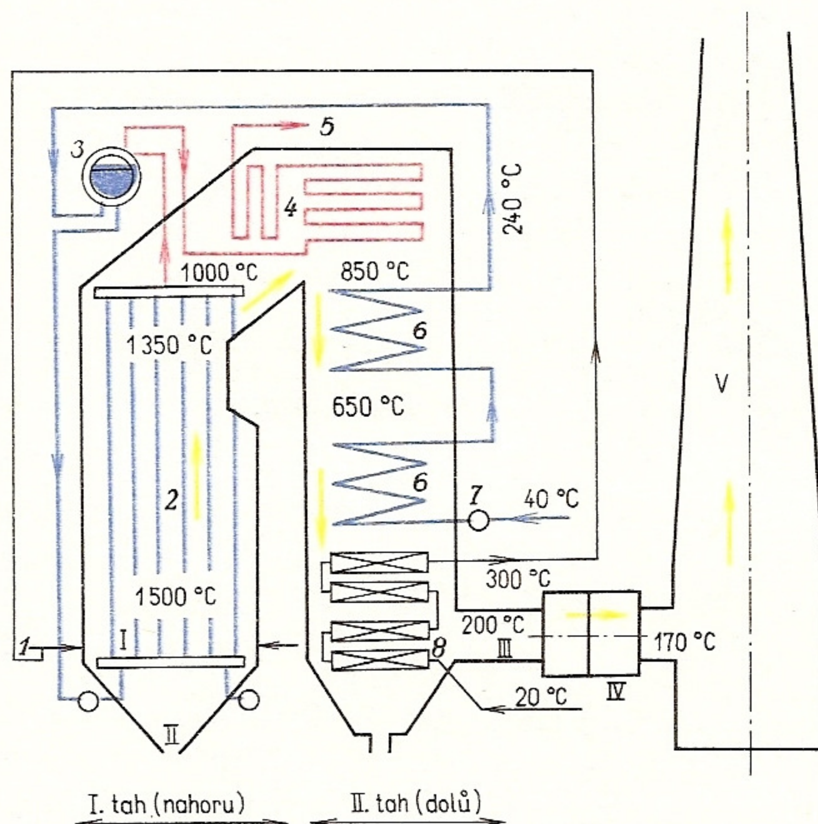
Proto je téměř veškerý vývoj nyní soustředěn na využití energie atomových jader, kde jsou možnosti prakticky nevyčerpatelné. Počítá se, že již v roce 1990 bude

téměř 30 % (v roce 2000 přes 50 %) energie spotřebované v ČSSR vyrobeno v našich atomových elektrárnách. Jejich vybudování zajistíme téměř výlučně našimi národními podniky ve spolupráci se SSSR.

V dalších kapitolách budou probrány jen primární okruhy podle *tab. 75*, tedy zařízení na výrobu páry jak z fosilních paliv, tak z jaderné energie. Sekundární okruhy jsou stejné.

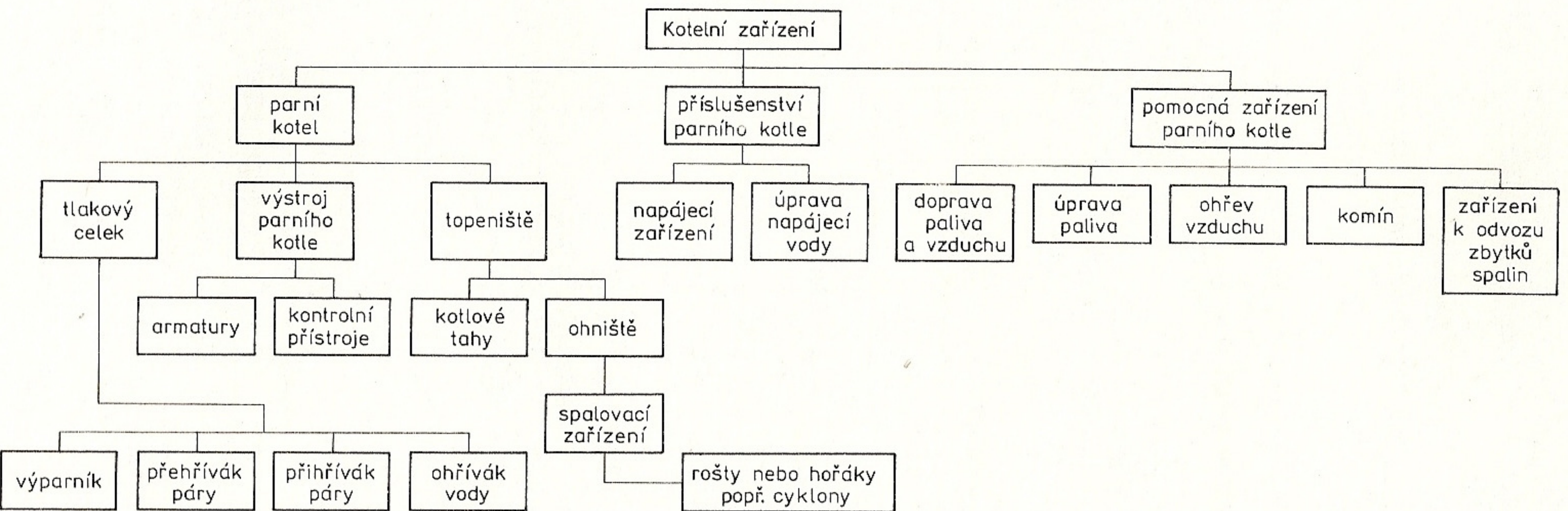
6.1 Parní kotle s příslušenstvím a pomocným zařízením

Kotelní zařízení (*tab. 74*) mají doposud rozhodující význam při získávání páry pro výrobu elektrické energie, pro zajištění technologických procesů ve výrobě a pro vytápění budov. V každém pětiletém plánu našeho národního hospodářství je kladen důraz na zlepšování technicko-ekonomických ukazatelů při výrobě tepelné a elektrické energie a také při stále větší centralizaci výroby tepla pro průmysl i vytápění.



Obr. 278. Schéma parního kotle s dvěma tahy
První tah vede směrem nahoru, druhý tah pokračuje směrem dolů. Teploty spalin v těchto tazích jsou pouze orientační
I – ohniště pro hořáky (roštové ohniště viz *obr. 294*), *II* – výpust strusky, *III* – sopouch, *IV* – odlučovače popílku a sací ventilátory, *V* – komín
1 – hořáky na práškové uhlí nebo kapalné či plynné palivo, *2* – výparník skládající se z trubek, jimiž jsou obloženy vnitřní stěny prvního tahu, *3* – kotlový buben (dlouhá válcová nádoba), *4* – jeden nebo více přehřívákû páry, *5* – vývod přehřáté páry, *6* – dvoudílný ohřívák vody, *7* – čerpadlo napájecí vody, *8* – několikadílné ohříváky vzduchu

Tab. 74. Rozdělení kotelního zařízení podle ČSN 07 0000
(platí jen pro konstrukční tlak nad 0,15 MPa)



Proto je velmi důležité znát všechny možnosti maximálního ekonomického využití tepelné energie získávané z pevných, kapalných a plynných paliv.

Kotelní zařízení mívá nejčastěji uspořádání podle *obr. 278.*

Základní parametry parního kotle:

jmenovitý tlak páry (běžně 10 až 20 MPa) musí být udržován při jakémkoliv zatížení kotle,

jmenovitá teplota přehřáté páry (500 až 600 °C) se udržuje konstantní v požadovaném rozsahu zatížení,

nejvyšší tlak páry je tlak, na nějž je nastaven pojistný ventil na přehříváku páry (až 35 MPa),

nejvyšší teplota přehřáté páry (až přes 600 °C).

Při těchto teplotách a tlacích je důležitá kritická oblast páry při 22,1 MPa, kdy dochází k přeměně vody v páru v jediné fázi, bez změny objemu.

Výkon parního kotle se udává v MW (popř. MWt – megawattech tepelných), které jsou obsaženy ve vyrobené páře. U elektrárenských parních kotlů je výkon také v MW (popř. MWe – megawattech elektrických), které jsou odebírány na svorkách elektrického generátoru.

Velikost parního kotle se také udává množstvím páry vyrobené za hodinu (tzv. parní výkon). Bývá i přes 4 000 t . h^{-1}.

Podle tlaku páry jsou parní kotle:

nízkotlaké – s jmenovitým tlakem do 0,15 MPa (jen pro vytápění),

vysokotlaké – s jmenovitým tlakem vyšším než 0,15 MPa, a to:

– středotlaké – od 0,15 do 2,5 MPa,
– s vyššími tlaky – od 2,5 do 6,5 MPa,
– s nejvyššími tlaky – větší než 6,5 MPa.

6.1.1 Paliva pro parní kotle

V parních kotlech jsou spalována fosilní čili pravěká paliva, dále vedlejší hořlavé průmyslové produkty a odpady. V posledních pětiletých plánech se věnuje mimořádná pozornost ušlechtilým palivům (topným olejům, koksu, topným plynům), která jsou určena výjimečně na vytápění v rámci řešení nejnaléhavějších problémů ozdravění ovzduší, především na území hlavních měst naší republiky a na vybraných lokalitách Severočeského kraje.

Podstatnou částí paliv jsou *hořlaviny*, z nichž je možno získat chemickou reakcí s okysličovadlem teplo kolem 10^4 kJ . kg^{-1}. Pro porovnání: štěpením jaderného paliva lze získat miliónkrát více tepla, kolem 10^{10} až 10^{11} kJ . kg^{-1}.

Paliva obsahují také nepříjemné *přítěže*, a to:

popeloviny o obsahu 4 až 25 %, což jsou minerální složky, převážně křemičitany; po spálení vytvářejí škváru a popílek,

vodu o obsahu 1 až 50 %.

Hořlavina obsažená v palivu potřebuje ke svému dokonalému spálení teoreticky minimálně kyslíku

$$O_2 = 22{,}4 \,.\left(\frac{C}{12} + \frac{H_2}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O_2}{32}\right).$$

Protože v suchém vzduchu je 21 % kyslíku, je potřebný objem vzduchu na 1 kg paliva

$$V = \frac{100}{21} O_2 \quad (m^3) \, .$$

Atmosférický vzduch obsahuje však vždy vodní páry, jejichž množství je závislé na teplotě vzduchu a jeho relativní vlhkosti. K tomu je nutno při výpočtech přihlížet.

V parních kotlech probíhá spalování vždy za malého *přebytku vzduchu*, aby se zkrátila doba hoření a palivo dobře vyhořelo. Nejvýhodnější součinitele přebytku vzduchu závisejí na typu parního kotle a na konstrukci jeho ohniště, nejčastěji bývají: 1,3 až 1,5 u roštových ohnišť, 1,2 u práškových granulačních, 1,15 u výtavných ohnišť, 1,05 až 1,1 u cyklónových, 1,01 až 1,1 u ohnišť na kapalná a plynná paliva.

Příliš velký přebytek vzduchu je nežádoucí, neboť nejen snižuje teplotu v ohništi a nezúčastní se spalování, ale navíc tento ohřátý vzduch zhoršuje tah v komíně. Nežádoucí přebytek vzduchu je možno zjistit rozborem spalin v sopouchu, a to podle obsahu kyslíku, který se nezúčastnil spalování.

Teoretický *objem suchých spalin* pro pevná paliva V_s je možno určit jedině empiricky z měrné výhřevnosti paliva q_n

$$V_s = 1{,}375 + 0{,}95 \,. \frac{q_n}{4\,187} \, .$$

Podobné výrazy platí i pro kapalná a plynná paliva.

Objemový tok spalin Q_{Vs} je možno určit z hmotnostního průtoku spáleného paliva Q_m, tj. spotřeby paliva:

$$Q_{Vs} = V_s \,.\, Q_m \, .$$

Z tohoto výrazu je potom možno vypočítat potřebný průřez komína.

Výpočet komína

Přirozený tah vzniká v úrovni roštů nebo hořáků rozdílem Δp statického tlaku studeného okolního vzduchu p_v a spalin p_s v komíně. Zvyšuje se vyšší teplotou spalin v komíně (bývá t_s = 120 až 200 °C) a zvětšováním výšky komína Z (*obr. 279*):

$$\Delta p = p_v - p_s = Z \,.\, (\varrho_v - \varrho_s) \,.\, g \, ,$$

veličiny v rovnici jsou v *obr. 279*;

$$\varrho_v = \varrho_{0v} \cdot \frac{273}{273 + t_v},$$

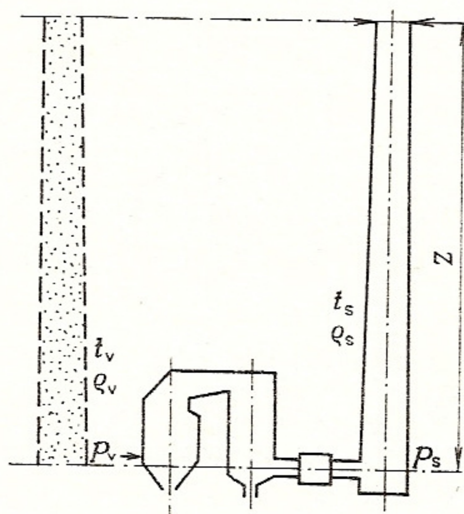
kde $\varrho_{0v} = 1{,}288\ \mathrm{kg\,.\,m^{-3}}$;

$$\varrho_s = \varrho_{0s} \cdot \frac{273}{273 + t_s},$$

pro spaliny z černého uhlí $\varrho_{0s} = 1{,}325\ \mathrm{kg\,.\,m^{-3}}$, z hnědého uhlí $\varrho_{0s} = 1{,}27\ \mathrm{kg\,.\,m^{-3}}$.

Potřebná výška komína je tedy:

$$Z = \frac{\Delta p}{g \cdot (\varrho_v - \varrho_s)}.$$



Obr. 279. Výpočet výšky komína
ϱ_v – hustota vzduchu před ohništěm, ϱ_s – hustota kouřových plynů (spalin) uprostřed komína, t_v – nejvyšší teplota okolního vzduchu v místě kotelny, t_s – teplota spalin v komíně

Umělý tah se u velkých kotlů, kde nestačí přirozený tah komína, získává ventilátorem. Ventilátor se umísťuje buď před rošt, tj. přetlakový ventilátor, anebo do sopouchu k odsávání spalin – sací ventilátor. Sací ventilátory se však značně opotřebovávají jednak vyšší teplotou spalin, jednak popílkem.

Potřebný *průřez komína S* se vypočte z objemového průtoku spalin:

$$Q_{Vs} = S\,.\,v,$$

kde v je rychlost spalin v komíně, bývá 15 až 30 m . s^{-1} u komínů vysokých 100 až 300 m.

6.1.2 Napájecí voda a její úprava

Voda potřebná k naplňování a doplňování parních kotlů podle ČSN 07 7401 se zpravidla upravuje z užitkové vody několika způsoby (*tab. 75*).

Čiření je shlukování jemných rozptýlených částí ve vločky použitím různých solí. Následuje snadnější filtrace.

Srážení je chemický pochod, při němž se používá vápna, sody atd. při teplotě asi 90 °C po dobu 2 h, potom následuje filtrace.

Výměna iontů je nejčastější způsob odstraňování kamenotvorných solí (např. $MgSO_4$) ve vodě. Napájecí voda se změkčuje v nádobách, ve kterých prosakuje speciální chemickou látkou – měničem, obsahujícím sloučeniny bohaté na vodík nebo sodík (např. NaCl). Dochází tak k výměně iontů solí způsobujících tvrdost

Tab. 75. Odstraňování nečistot v napájecí vodě

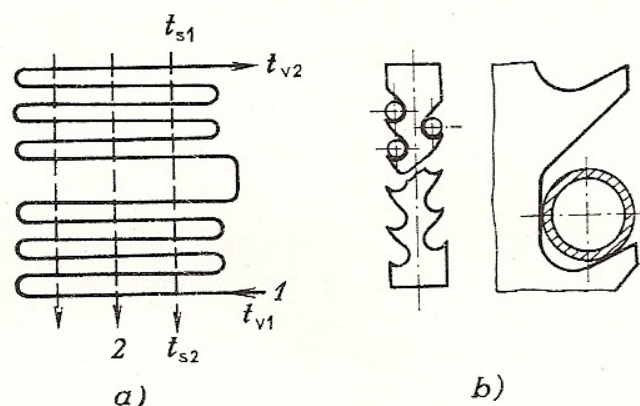
Druh nečistoty	Způsobuje	Možnosti odstranění		
Mechanické	zanášení trubek	usazovacími nádržemi	filtrací	čiřením
Chemické	kotelní kámen	destilací	srážením (chemicky)	výměnou iontů
Plyny (hlavně O_2)	korozi trubek a lopatek (turbíny)	převářením vody	speciálními odplyňováky	chemickým vázáním O_2

vody (Mg) za ionty vodíku nebo sodíku. Nově vzniklé soli (Na_2SO_4) již kotelní kámen netvoří. Kamenotvorné ionty zůstanou v nádobě s měniči ($MgCl_2$) a upravená voda již netvoří kotelní kámen, který velmi snižuje přestup tepla a způsobuje tak velmi rychlé propálení kotelních trubek.

6.1.3 Ohříváky vody, přehříváky páry a ohříváky vzduchu

Všechna tato zařízení využívají tepla spalin a kouřových plynů zpravidla ve druhé větvi dvoutahového uspořádání kotle (*obr. 278*).

Ohřívák vody slouží k ohřátí napájecí vody proto, aby se příliš neochlazovala voda ve výparníku kotle, aby se lépe využilo teplo odcházejících spalin.



Obr. 280. Schéma ohříváku vody z ocelových hadů
a) uspořádání: *1* – směr proudění ohřívané vody, *2* – směr proudění spalin; *b*) upevnění trubek ohříváku

Napájecí voda se ohřívá až na 70 % teploty varu jmenovitého tlaku parního kotle (240 °C i více). Ohříváky vody jsou tvořeny ocelovými trubkami (při vyšších teplotách z legovaných ocelí) svinutými do hadů. Voda protéká obvykle zdola nahoru, aby pára unikala přímo do bubnu (*obr. 280a*).

Výpočet ohříváku vody

Hmotnostní průtok Q_{mv} napájecí vody musí být stejný jako hmotnostní průtok vyrobené páry Q_{mp}. Tepelný tok potřebný k ohřátí napájecí vody je nutno odebrat spalinám:

$$\dot{Q} = Q_{mv} \,.\, c \,.\, (t_{v2} - t_{v1}) = Q_{Vs} \,.\, c_s \,.\, (t_{s1} - t_{s2}),$$

kde c_s je střední měrná tepelná kapacita spalin; $c_s \doteq 1{,}4\,\mathrm{kJ\,.\,m^{-3}\,.\,K^{-1}}$.

Teploty t_{v1}, t_{v2} určíme podle teploty napájecí vody před ohřátím a po něm, t_{s1} je teplota spalin před ohřívákem a t_{s2} za ním.

Tímto výpočtem zjistíme teplotu t_{s2}, není-li příliš vysoká (nad 700 °C) nebo příliš nízká (pod 370 °C).

Nutná povrchová plocha ohříváku vody S se vypočte z celkového potřebného tepelného toku

$$\dot{Q} = k \,.\, S \,.\, (t_{ss} - t_{vs}),$$

$t_{ss} = (t_{s1} + t_{s2})/2$ je střední teplota spalin,

$t_{vs} = (t_{v1} + t_{v2})/2$ je střední teplota vody,

kde k je součinitel prostupu tepla, bývá 10 až 25 $\mathrm{W\,.\,m^{-2}\,.\,K^{-1}}$.

Někdy je nutno rozdělit ohřívák vody na 2 části a mezi ně vložit ohřívák vzduchu (např. k dosažení vyšší teploty ohřátého vzduchu pro cyklónové topení).

Přehřívák páry slouží k přehřátí páry vznikající ve výparníku parního kotle, kde je pára vlhká o suchosti asi 0,95, a proto nevhodná pro pohon parních turbín. Přehřátím páry na 500 i 600 °C se zvýší účinnost jak kotelního zařízení, tak i parní turbíny. Přehřívák páry může být umístěn nahoře v 1. tahu parního kotle (*obr. 278*), tedy ještě v sálavé části ohniště, tzv. *sálavý přehřívák*. Anebo je umístěn nahoře ve 2. tahu a nazývá se *konvekční přehřívák*. Teplota stěny přehříváku bývá o 30 až 50 °C vyšší, než je teplota přehřívané páry.

Výpočet konvekčního přehříváku páry

Celkový potřebný tepelný tok k vysušení a přehřátí páry

$$\dot{Q} = Q_{mp} \,.\, (q_1 + q_2),$$

kde Q_{mp} je hmotnostní průtok vyrobené páry,
q_1 – množství tepla potřebného k vysušení 1 kg páry,
$q_1 = (1 - x) \,.\, l_{2,3}$,
q_2 – množství tepla potřebného k přehřátí 1 kg páry,
$q_2 = c_p \,.\, (t_2 - t_1)$,
c_p – střední měrná tepelná kapacita přehřáté páry mezi teplotami t_1 a t_2.

Celkový potřebný tepelný tok musí být odebrán spalinám ve vhodném místě, kde se sníží teplota spalin z t_{s1} na t_{s2} podobně jako u ohříváku vody:

$$\dot{Q} = Q_{Vs} \,.\, c_s \,.\, (t_{s1} - t_{s2}).$$

Podobný je také výpočet povrchové plochy přehříváku, jen součinitel prostupu tepla *k* je vyšší se zřetelem na vyšší teploty procházejících spalin (20 až 30 i 50 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).

Hady přehříváku se upevňují různým způsobem (např. *obr. 280b*).

U některých elektrárenských kotlů bývá použit tzv. *přihřívák páry*. Je to vlastně další přehřívák páry, která již jedenkrát prošla částí parní turbíny. Před vstupem do dalšího stupně parní turbíny se znovu přihřeje přibližně na původní výstupní teplotu z přehříváku.

Ohřívák vzduchu. V něm se ohřívá vzduch vháněný do ohniště o vyšší teplotě, aby neochlazoval hořící palivo. Dále využívá zbývající teplo ve spalinách před odchodem do sopouchu. Vzduch se ohřívá na 150 až 200 °C u roštových ohnišť, na 300 °C u výtavných a granulačních ohnišť, i na 450 až 500 °C. Nejčastěji se ohříváky vzduchu vyrábějí z ocelových trubek, takže výpočet je stejný jako u ohříváku vody.

Ohřívák vzduchu je již příslušenstvím spalovacího zařízení kotle.

6.1.4 Druhy spalovacích zařízení

Spalovací zařízení parního kotle zajišťuje dokonalé spalování pevného, kapalného a plynného paliva. Nejdůležitější částí je ohniště, kde se spalují pevná, kapalná a plynná paliva, nebo např. uhlí a těžký topný olej – tzv. kombinovaná ohniště.

Podle způsobu spalování jsou ohniště na pevná paliva:

a) *roštová* – pevné kusové palivo se spaluje v klidné vrstvě,

b) *prášková* – rozemleté palivo ve formě prášku se spaluje v letu v prostoru ohniště,

c) *cyklónová* – práškové palivo se spaluje v menším vířivém prostoru, zbytek dohoří v ostatní části ohniště,

d) *fluidní* – drcené palivo v menších kusech se spaluje ve vznosu proudem vzduchu v tzv. kypící vrstvě,

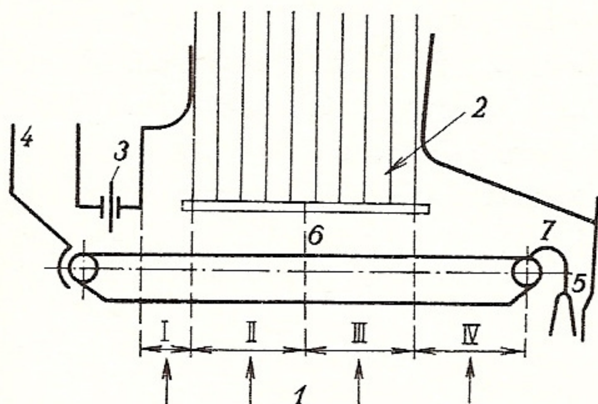
e) *pro kapalná paliva* – palivo se rozprašuje, a tím lépe shoří,

f) *pro plynná paliva* – palivo se smísí se vzduchem a hoří.

Roštová ohniště

je umístěno na spodní části 1. tahu (*obr. 278*), kde bývá *pohyblivý rošt*, vytvořený jako pásový nebo řetězový dopravník (*obr. 281*). Nevýhodou pohyblivých roštů je stále stejná poloha kusového paliva na roštu. Tento nedostatek odstraňují různé *samočinně prohrabovací pohyblivé rošty*, kde se palivo stále převrací, a tak lépe prohoří.

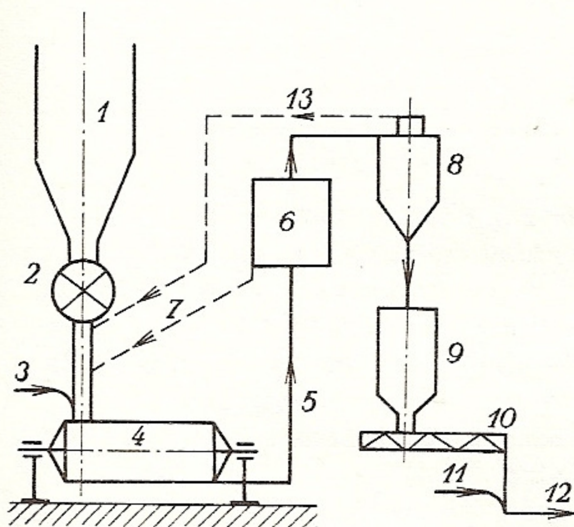
Menší nebo starší kotle mají *pevný rošt*, který se skládá z rámu a vyměnitelných jednoduchých roštnic různých tvarů. Musí však vytvářet mezery pro propad spálených pevných zbytků (škvára) a snést teplotu až 700 °C. Proto jsou z šedé nebo žárovzdorné litiny s přísadou Cr a Mn.



Obr. 281. Schéma roštového ohniště
I – pásmo vysoušecí, *II* – pásmo odplynění paliva (vzniká dlouhý plamen), *III* – pásmo hoření tuhého zbytku (krátký plamen), *IV* – dohořívání
1 – vhánění primárního vzduchu, *2* – vhánění sekundárního vzduchu, *3* – hradítko regulující vrstvu paliva, *4* – násypka paliva, *5* – odvod škváry, *6* – pohyblivý rošt, *7* – škvárový jízek udržující potřebný odvod škváry

Prášková ohniště

S rostoucí potřebou elektrické a tepelné energie bylo třeba zvyšovat tepelné výkony parních kotlů. Tak vznikla ohniště na práškové uhlí, které je vháněno stlačeným vzduchem speciálními hořáky do ohniště. Prášek má až 200krát větší povrch než kusové uhlí, proto může spalování probíhat rychleji (*obr. 282*).



Obr. 282. Mletí pevného paliva na uhelný prášek
1 – zásobník kusového paliva, *2* – podávač a dávkovač paliva, *3* – přívod horkého nosného vzduchu, *4* – mlecí zařízení, *5* – směr proudění uhelného prášku se vzduchem, *6* – třídič uhelného prášku, *7* – vracení hrubého uhelného prášku, *8* – odlučovač (prášku od nosného vzduchu), *9* – zásobník uhelného prášku, *10* – šroubový podávač, *11* – vstup primárního vzduchu, *12* – vstup do hořáku, *13* – brýdy, tj. nosný vzduch se zbytky uhelného prášku

Výhody: rychlejší hoření, a tím zvýšení výkonu parního kotle, vyšší teploty hoření, a tím větší přehřátí páry, rychlejší spouštění kotle do plného provozu, stačí malý přebytek vzduchu, lze spalovat i podřadná paliva.

Nevýhody: nákladná příprava prášku (mletí a sušení), velké množství popílku zanáší výhřevné plochy a znečišťuje okolí, proto je nutné instalovat nákladné odlučovače popílku, nebezpečí výbuchu prášku při jeho skladování.

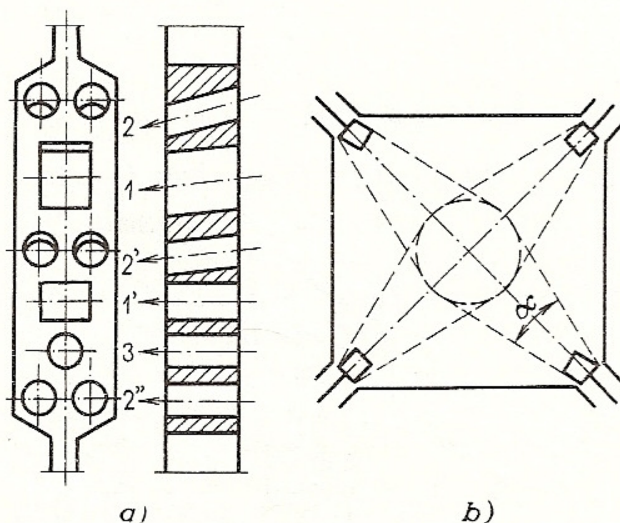
Rozdělení práškových ohnišť

1. *Granulační ohniště*, kde vlivem méně hodnotného paliva s vyšším obsahem vody jsou teploty spalování nižší, takže škvára odchází z ohniště v *tuhém stavu* (*obr. 278*, oblast II). Tato ohniště jsou u nás nejčastější. Jádro plamene dosahuje teploty až 1 100 i 1 500 °C.

2. *Výtavná ohniště.* Palivo se spaluje při vyšších teplotách, i přes 1 500 °C, takže struska odtéká spodním otvorem v tekutém stavu (*obr. 278*). Vyšších spalovacích teplot u výtavných ohnišť se dosahuje kvalitnějším uhlím, pokrytím spodní části ohniště žárovzdornou keramickou hmotou, která udržuje vysokou teplotu, vyšší teplotou spalovacího vzduchu, jemnějším rozemletím uhlí spolu s minimálním přebytkem vzduchu (např. 0,05), úpravou dna ohniště s menším sklonem bočních stěn u výtoku strusky.

Hořáky pro prášková ohniště

Rozemleté uhlí na prášek se spolu se spalovacím vzduchem přivádí do ohniště hořákem. Hlavní úkoly hořáku: dokonalé smíchání prášku a vzduchu při minimálním přebytku vzduchu, plamen se nesmí dotýkat stěn ohniště, musí umožňovat snadnou regulaci výkonu a snadnou vyměnitelnost hořáku. Tyto hořáky dělíme na *směšovací*, které smísí prášek s veškerým potřebným vzduchem, a na *proudové*, kde primární vzduch unáší prášek hlavní tryskou hořáku a sekundární vzduch přichází dalšími otvory (*obr. 283a*).



Obr. 283. Proudový hořák na práškové uhlí
a) schéma vstupu vzduchu a prášku:
1 a *1'* — vhánění uhelného prášku primárním vzduchem (asi 10 a 20 %), *2*, *2'*, *2''* — vhánění sekundárního vzduchu v poměru asi 25 %, 25 %, 20 %, *3* — olejový zapalovací hořák;
b) schéma umístění naklápěcích hořáků v rozích ohniště

Tvarem hubice je možno dosáhnout i vířivého proudu směsi prášku a vzduchu. Hubice mohou být i výkyvné, což umožňuje měnit polohu a tvar plamene, a tím lépe dosáhnout nejvýhodnějších spalovacích poměrů, snadno regulovat teplotu přehřáté páry a dosáhnout velmi nízkého minimálního výkonu kotle (*obr. 285b*).

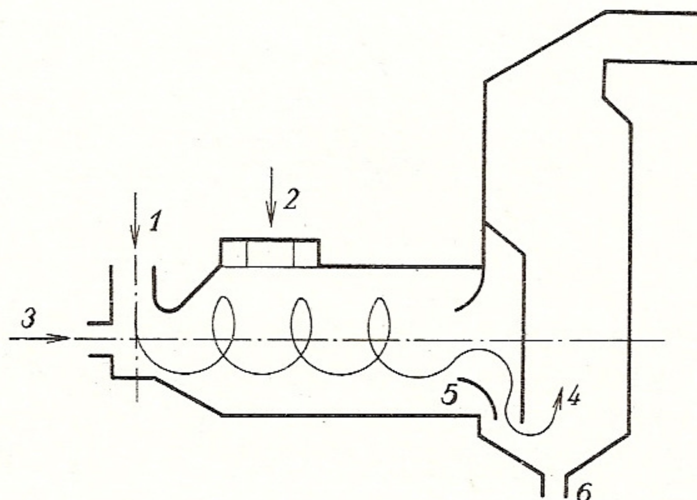
Cyklónová ohniště

K dosažení ještě rychlejšího spalování i méně hodnotných paliv a vyšších teplot je před 1. tah parního kotle umístěno cyklónové ohniště převážně vodorovného směru. V něm dochází k intenzívnímu víření paliva a vzduchu, rychlému hoření, které je ukončeno ve velkoprostorovém ohništi 1. tahu (*obr. 284*).

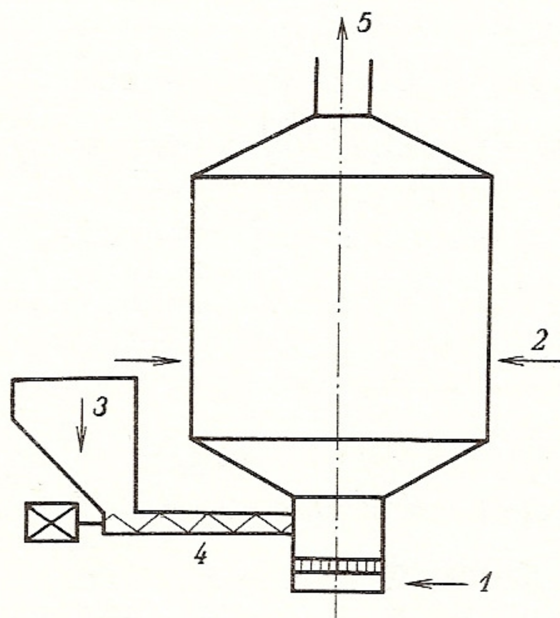
Nevýhodou je velká citlivost na regulaci, neboť při snižování výkonu, nebo při velkém přebytku vzduchu se snižuje teplota hoření, takže se struska neudrží v tekutém stavu.

Fluidní ohniště

Drcené palivo na menší kousky se spaluje, nadnášeno proudícím vzduchem ve vznosu (v tzv. kypící vrstvě), a spaliny postupují dále vzhůru menší rychlostí ve větším průřezu ohniště. Spalovací vzduch vstupuje – podobně jako u roštových ohnišť – spodní částí ohniště příslušnými otvory (*obr. 285*).



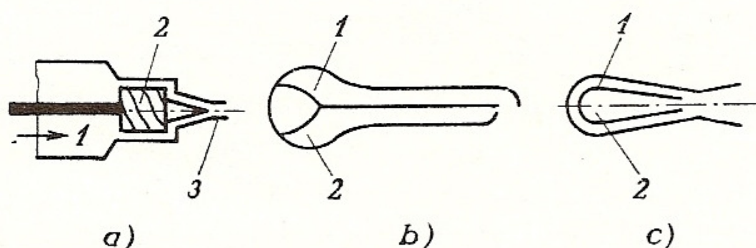
Obr. 284. Schéma cyklónového ohniště (∅ 3 000 mm, délka 4 000 mm)
1 – vstup paliva a primárního vzduchu (tangenciálně), *2* – vstup sekundárního vzduchu, *3* – vstup terciárního vzduchu, *4* – směr proudění spalin, *5* – otvor pro odtok strusky, *6* – výpust tekuté strusky – stěny mají velký sklon



Obr. 285. Schéma fluidního ohniště
1 – vstup primárního vzduchu, *2* – vstup sekundárního vzduchu, *3* – zásobník paliva, *4* – šnekový dopravník, *5* – směr proudění spalin

Ohniště na kapalná paliva

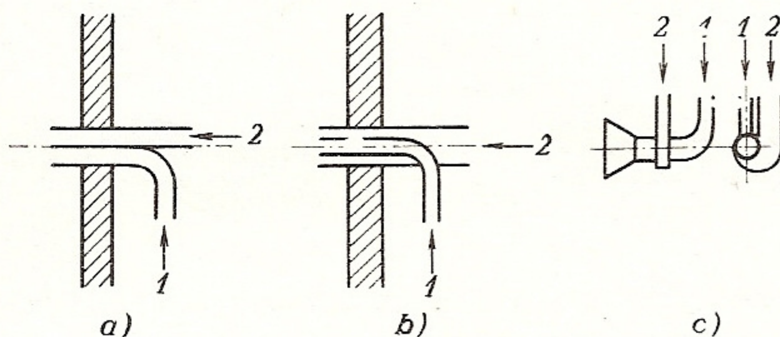
Podobají se ohništím na práškové uhlí. Výhody: snadná doprava a skladování paliva, vysoká výhřevnost, odpadají odlučovače popílku a odvoz škváry, popř. strusky; snadná regulace výkonu kotle. Hořáky na kapalné palivo mají za úkol rozprášit palivo na jemné kapičky, čehož se dosahuje stlačeným vzduchem nebo párou (*obr. 286*).



Obr. 286. Hořáky na kapalné palivo
a) rozprašování kapalného paliva: *1* – kapalné palivo pod tlakem 0,5 až 1,6 MPa, *2* – šroubové obvodové drážky, *3* – výstup rozprášeného paliva; *b*) rozprašování párou: *1* – kapalné palivo, *2* – pára; *c*) rozprašování kapalného paliva injektorem: *1* – pára, *2* – kapalné palivo

Ohniště na plynná paliva

Jsou v podstatě stejná jako u kapalných paliv. Promíchání plynného paliva se vzduchem je mnohem snadnější (*obr. 287*).



Obr. 287. Hořáky na plynné palivo, způsoby mísení paliva
1 – plynné palivo, *2* – vzduch

Pro porovnání jednotlivých typů spalovacích zařízení slouží tzv. střední měrné tepelné zatížení ohniště:

$$q = \frac{Q_m \cdot q_n}{V},$$

kde Q_m je hmotnostní průtok (spotřeba) paliva ($kg \cdot s^{-1}$),
q_n – výhřevnost paliva ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Z tohoto vztahu lze vypočítat přibližný objem ohniště podle *tab. 76*.

Tab. 76. Porovnání středního měrného tepelného zatížení q ohnišť kotlů a spalovacích prostorů tepelných motorů

Ohniště	q (kW . m^{-3})	Spalovací prostor	q (kW . m^{-3})
Roštová	100 až 400	zážehového a vznětového motoru	7 200 až 36 000
Granulační	120 až 250	letecké plynové turbíny	20 000 až 50 000
Výtavná	150 až 600	rakety	40 000 až 100 000
Cyklónová		aktivní zóny atomového reaktoru	400 000 až 1 000 000
Vodorovná	3 000 až 6 000		
Na kapalná paliva	200 až 2 000		
Na plynná paliva	200 až 2 000		

6.1.5 Vývojové typy parních kotlů

Parní kotle prošly dlouhým vývojem, od nejjednodušších málo bezpečných válcových kotlů až po moderní bezpečná vysoce výkonná kotelní zařízení. Přitom se stále zvyšovaly výkony parních kotlů, jejich spolehlivý a bezpečný provoz, rychlé spouštění a snadná regulace výkonu. Tyto snahy doplňovala stoupající úroveň technologie hutní výroby materiálů pro stavbu kotlů (jakost plechů, trubek, výkovků apod.). Kotle mají zpravidla obezdívku.

Přehled postupně vyráběných typů je v *tab. 77.*

6.1.6 Ztráty a účinnost kotle

Pro výpočet výkonu parního kotle jsou rozhodující ztráty tepelné energie při výrobě páry. Tyto ztráty způsobují, že není možno dosáhnout přestupu veškerého tepla obsaženého v palivu do vyrobené páry. Nejdůležitější jsou tyto ztráty:

1. *Komínová ztráta* Z_1, která je největší. Je způsobena únikem tepla kouřovými plyny a lze ji vypočítat z rozdílu teploty kouřových plynů těsně před komínem (např. $t_s = 100$ až 180 °C) a teploty okolního vzduchu.

2. *Ztráta nespálenou hořlavinou ve škváře a nespálenými hořlavými plyny* Z_2 nebývá velká, nejvýše 0,5 až 1 %. Zjistí se chemickým rozborem škváry a kouřových plynů.

3. *Ztráta zbylým teplem ve škváře* Z_3; lze ji vypočítat z rozdílu teplot odcházející škváry nebo strusky a přicházejícího paliva.

4. *Ztráta sálavým teplem* z celého parního kotle do okolí Z_4. Dá se vypočítat z rozdílu povrchové teploty kotle a vnější teploty okolí.

5. *Další ztráty* se již nezjišťují a nevypočítávají. Uvádějí se hromadně jako *ztráty nevykázané* Z_5.

Všechny uvedené ztráty se zjišťují jako ztracené teplo Q_z vztažené na 1 kg paliva, a to v %.

Tab. 77. Přehled vývoje parních kotlů

U každého typu parního kotle jsou uvedeny tři charakteristické hodnoty: tlak páry p (MPa), teplota páry t (°C), hmotnostní průtok páry Q_m (t . h^{-1})

Název	Schéma	Popis
Válcový kotel p = 0,2 až 1,5 MPa t = 210 °C Q_m = 2 t . h^{-1}	Charakteristika: jednoduchý, omezený výkon, malý tlak a nízká teplota páry, malá účinnost, dlouhá najížděcí doba.	*1* – přívod napájecí vody, *2* – výstup páry, *3* – sběrač páry (parní dóm), *4* – rošt na pevné palivo, *5* – výpust vody, *6* – válcový kotel, *7* – vodní prostor, *8* – parní prostor, *9* – pojistný ventil, *10* – manometr, *11* – vodoznak, *12* – popelník; min. rozdíl mezi vodorysem a žárorysem (nejnižší hladina vody a nejvyšší místo spalin) je 100 mm.
Plamencový kotel p = 0,2 až 1,5 MPa t = 210 °C Q_m = 3,5 t . h^{-1}	Charakteristika: zvětšená výhřevná plocha, možnost přemísťování (staví se bez obezdívky), i nyní se vyrábí pro ústřední vytápění jako horkovodní.	*1* – ve válcovém kotli jeden až dva plamence, ve kterých se topí, *2* – sběrač páry (parní dóm), *3* – přehřívák páry, *4* – ohřívák vody, *5* – výstup páry, *6* – rošt, *7* – násypka na palivo, *8* – výpust vody, *9* – pojistný ventil, *10* – manometr, *11* – vodoznak.
Žárotrubný kotel p = 0,2 až 1,5 MPa t = 350 °C Q_m = 12 t . h^{-1}	Charakteristika: žárové trubky tvoří mnoho malých plamenců, proto je zvětšená výhřevná plocha. Tento typ se kombinoval s plamencovým kotlem (Tischbeinův kotel).	*1* – vstup do žárových trubek, jimiž procházejí spaliny, *2* – odvod páry, *3* – přívod vody, *4* – ohniště, *5* – sběrač páry, *6* – pojistný ventil, *7* – manometr, *8* – vodoznak, *9* – výpust vody.

Pokračování

Název	Schéma	Popis
Vodotrubný článkový kotel p = 1,2 až 15 MPa t = 450 °C Q_m = 240 t . h^{-1}		*1* – směr spalin kolem článkového výparníku,. *2* – dvě komory, do nichž ústí 6 až 8 trubek (šikmých a rovných, takže se dobře čistí), *3* – odvod páry, *4* – buben (dlouhá válcová nádoba), *5* – sběrač páry, *6* – přehřívák páry, *7* – odvod přehřáté páry, *8* – přívod napájecí vody, *9* – ohřívák vody, *10* – ohřívák vzduchu.
Charakteristika: voda prochází v trubkách, spaliny jdou kolem trubek (tedy obráceně než u žárotrubného kotle); snadné spouštění kotle pro poměrně malý objem vody; článkové vodotrubné kotle začaly používat vyšších tlaků páry, což bylo velkým přínosem ve vývoji parních kotlů.		
Strmotrubný kotel p = 1,8 až 15 MPa t = 540 °C Q_m = 1 600 t . h^{-1}		*1* – dva i více bubnů (dlouhé válcové nádoby), *2* – výparník tvořený svislými (strmými) trubkami často zahnutými, takže není možno je čistit, a proto musí být používáno jen upravené napájecí vody, *3* – sběrač páry, *4* – přehřívák páry, *5* – odvod přehřáté páry, *6* – přívod upravené napájecí vody.
Charakteristika: svislými nebo zčásti svislými trubkami byl zrychlen oběh vody, bublinky páry rychle vystupují do bubnu a sběrače páry. Při vysokých tlacích páry klesá rozdíl hustoty mezi vodou a párou, takže oběh v trubkách se zpomaluje. Proto bývá vřazeno oběhové čerpadlo zvláště u tlaků větších než 15 MPa; je to potom parní kotel s nuceným oběhem.		

Pokračování

Název	Schéma	Popis
Průtočný kotel $p = 35$ MPa $t = 600$ °C $Q_m = 2\,000$ t . h^{-1}		*1* – přívod napájecí vody, *2* – čerpadlo, *3* – ohřívák vody, *4* – výparník, *5* – dokončení přeměny vody v páru, *6* – přehříváky páry, *7* – odvod přehřáté páry, *8* – regulace teploty přehřáté páry vstřikováním napájecí vody, *9* – zásobník vody, *10* – ohřívák vzduchu, *11* – hořáky.
Charakteristika: přesné rozdíly mezi jednotlivými částmi kotle vlastně nejsou; každá trubka tvoří samostatně ohřívák vody, výparník i přehřívák páry (*obr. a*); kotle bez drahých bubnů mají menší hmotnost, možnost přechodu na nadkritické tlaky páry, vyšší spolehlivost celého parního kotle (propálení jedné trubky není tak velkou závadou), velmi rychlé spouštění kotle a regulace páry. První patenty byly přiznány Bensonovi (USA), další rozvoj uskutečnil Ramzin (SSSR).		
Bezpečnostní kotel $p = 20$ MPa $t = 600$ °C $Q_m = 1\,000$ t . h^{-1}		*1* – zásobník napájecí vody, *2* – čerpadlo, *3* – ohřívák vody, *4* – odpařovací buben (tlustostěnná kovaná nádoba, umístěná mimo kotel), *5* – parní čerpadlo, *6* – první stupeň přehříváku, *7* – druhý stupeň přehříváku páry, *8* – vývod páry k parním turbínám, *9* – ohřívák vzduchu, *10* – hořáky.
Charakteristika: je to v podstatě kotel jen na přehřívání páry. Spouští se cizím zdrojem páry. Přeměna vody v páru se uskutečňuje v tzv. odpařovacím bubnu, který je tlustostěnný, kovaný a je umístěn mimo kotel, což je z hlediska bezpečnosti velmi výhodné. Staví se pro tlaky nad 10 MPa (např. Löfflerův kotel).		

Zjištění účinnosti parního kotle

a) *Výpočtem.* Po součtu všech vypočít. ných ztrát

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5$$

se určí účinnost parního kotle

$$\eta = 1 - \frac{Z}{100}.$$

Pokud účinnost parního kotle vychází podl *tab. 78*, je zařízení vyhovující.

Tab. 78. Účinnost parních kotlů

Druh ohniště	roštové	granulační	tavicí a cyklónové
Účinnost	0,76 až 0,78	0,80 až 0,86	0,88 až 0,90

b) *Topnou zkouškou.* Vyžaduje přesné oc ážení paliva spalovaného v kotli, což je u velkých parních kotlů obtížné. Potom

$$\eta = \frac{Q_{mp} \cdot (i_p - i_v)}{Q_m \cdot q_n},$$

kde Q_{mp} je hmotnostní průtok páry ($kg \cdot s^{-1}$),
i_p — tepelný obsah přehřáté páry ($kJ \cdot kg^{-1}$),
i_v — tepelný obsah napájecí vody ($kJ \cdot kg^{-1}$),
Q_m — hmotnostní průtok spalovaného paliva ($kg \cdot s^{-1}$),
q_n — výhřevnost paliva ($kJ \cdot kg^{-1}$).

Tepelný tok vyrobené páry $Q_{mp} \cdot (i_p - i_v)$ je vlastně *tepelný výkon* parního kotle P.

Někdy se používá pro určení velikosti parního kotle tzv. *parní výkon* Q_{mp}, což je hmotnostní průtok vyrobené páry, a udává se zpravidla v $t \cdot h^{-1}$.

Příklad. Vypočítejte spotřebu uhlí a potřebnou plochu přehříváku páry pro roštový parní kotel na hnědé uhlí o výhřevnosti $q_n = 22{,}5\ MJ \cdot kg^{-1}$, o parním výkonu $Q_{mp} = 36\ t \cdot h^{-1}$, o parametrech páry (jmenovitý tlak $p = 4\ MPa$, jmenovitá teplota páry $t_2 = 400\ °C$). Napájecí voda má teplotu $t_v = 105\ °C$, do přehříváku vstupuje mokrá pára o $x = 0{,}97$ a teplotě $t_1 = 250\ °C$.

Předpokládáme-li ze zkušenosti podle podobných kotlů účinnost $\eta = 0{,}77$, bude potřeba uhlí (ST 1)

$$Q_m = \frac{Q_{mp} \cdot (i - i_v)}{q_n \cdot \eta} = \frac{10\ kg \cdot s^{-1} \cdot (3{,}21 \cdot 10^6\ kJ \cdot kg^{-1} - 0{,}43 \cdot 10^6\ kJ \cdot kg^{-1})}{22{,}5 \cdot 10^6\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot 0{,}77} =$$

$$= 1{,}6\ kg \cdot s^{-1}.$$

Podle vztahu ze str. 338 je

$$V_s = 1{,}375 + 0{,}95 \,.\, \frac{22\,500\,\text{kJ}\,.\,\text{kg}^{-1}}{4\,187\,\text{W}} = 6{,}48\,\text{m}^3\,.\,\text{kg}^{-1}\,,$$

$$Q_{Vs} = V_s\,.\,Q_m = 6{,}48\,.\,1{,}6\,\text{m}^3\,.\,\text{s}^{-1} = 10{,}37\,\text{m}^3\,.\,\text{s}^{-1}\,.$$

Teplota spalin za přehřívákem páry (umístíme jej do oblasti spalin o teplotě $t_{s1} = 950\,°\text{C}$ – *obr. 278*, aby teplotní spád byl dostatečně velký):

$$\dot{Q} = Q_{mp}\,.\,[(1 - x)\,.\,l_{2,3} + (i - i'')] =$$
$$= 10\,\text{kg}\,.\,\text{s}^{-1}\,.\,[(1 - 0{,}97)\,.\,1\,713\,\text{kJ}\,.\,\text{kg}^{-1} + (3\,211 - 2\,801)\,\text{kJ}\,.\,\text{kg}^{-1}] =$$
$$= 4\,614\,\text{kW}\,.$$

Tento potřebný tepelný tok musí být odebrán spalinám:

$$\dot{Q} = Q_{Vs}\,.\,c_s\,.\,(t_{s1} - t_{s2}) \Rightarrow t_{s2}\,,$$

$$t_{s2} = t_{s1}\,.\,\frac{Q}{Q_{Vs}\,.\,c_s} =$$

$$= 950\,°\text{C} - \frac{4\,614\,\text{kW}}{10{,}37\,\text{m}^3\,.\,\text{s}^{-1}\,.\,1{,}4\,\text{kJ}\,.\,\text{m}^3\,.\,\text{K}^{-1}} = 632\,°\text{C} \quad - \quad \text{vyhovuje}\,.$$

Výhřevné plochy přehříváku páry (volíme $k = 40\,\text{W}\,.\,\text{m}^{-2}\,.\,\text{K}^{-1}$; t_{sp} je střední teplota páry):

$$\dot{Q} = k\,.\,S\,.\,(t_{ss} - t_{ps}) \Rightarrow S\,,$$

$$S = \frac{\dot{Q}}{k\,.\,(t_{ss} - t_{ps})} = \frac{4\,614\,000\,\text{W}}{40\,\text{W}\,.\,\text{m}^{-2}\,.\,\text{K}^{-1}\,.\,(791 - 325)\,°\text{C}} = 247{,}5\,\text{m}^2\,.$$

6.1.7 Provoz a údržba parních kotlů, výroba v ČSSR

Pro plynulý provoz a údržbu každého parního kotle je nutno znát hlavní údaje, které jsou uvedeny na štítku: název výrobce, jmenovité množství páry čili parní výkon, popř. tepelný výkon, jmenovitý tlak, jmenovitá teplota přehřáté páry, druh spalovacího zařízení, druh proudění v kotli, typ parního kotle podle ČSN, rok výroby, číslo výrobku. Například: ČKD Dukla Praha, parní kotel, $630\,\text{t}\,.\,\text{h}^{-1}$, 17,8 MPa, 470 °C, s granulačním ohništěm, průtočný podle ČSN 07 0010 atd.

V současné době se vyrábějí parní kotle až na 3 000 i $4\,000\,\text{t}\,.\,\text{h}^{-1}$ páry, pro výkon 1 000 MW i více, s tlakem až 35 MPa a teplotou přehřáté páry až 650 °C.

Ke každému parnímu kotli musí být zavedena *revizní kniha* podle ČSN 07 0623. U vedoucího kotelny musí být uložena dokumentace parního kotle (schválené výkresy, zápisy o kontrole materiálu apod.).

Dozor nad provozem a údržbou kotlů vykonávají inspektoři z *Českého úřadu bezpečnosti práce.*

V pravidelných lhůtách se provádí zkouška vodním tlakem, který je zpravidla

1,3násobkem maximálního tlaku v kotli. Stejně tak se dělá zevrubná vnitřní prohlídka kotle, o čemž se provede písemný záznam.

Topič parního kotle musí absolvovat zkoušky podle ČSN 07 0710, a to pro příslušný parní kotel:

1. třída – parní kotle s $Q_{mp} > 115\,\mathrm{t\,.\,h^{-1}}$,

2. třída – parní kotle s $Q_{mp} = 50$ až $115\,\mathrm{t\,.\,h^{-1}}$, horkovodní kotle s $P > 35$ MW,

3. třída – parní kotle s $Q_{mp} = 8$ až $50\,\mathrm{t\,.\,h^{-1}}$, horkovodní kotle s $P = 5{,}8$ až 35 MW,

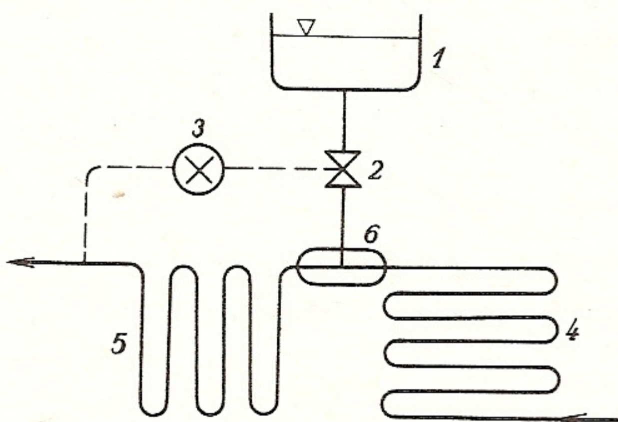
4. třída – parní kotle s $Q_{mp} < 8\,\mathrm{t\,.\,h^{-1}}$, horkovodní kotle s $P < 5{,}8$ MW a ostatní kapalinové kotle.

Každý topič parního kotle si musí neustále zvyšovat kvalifikaci a musí stále dohlížet na bezpečný a hospodárný provoz. Zvlášť důležitá je důsledná úprava napájecí vody a neustálá kontrola parametrů vyráběné páry.

Každý kotel musí mít podle ČSN 07 0620 toto *předepsané vybavení:* 2 pojistné ventily, 2 manometry s červeně označeným maximálním tlakem, 2 vodoznaky (z nichž jeden může být dálkový), 2 čerpadla napájecí vody (z nichž jedno musí být poháněno párou), potřebný počet teploměrů pro určení teploty přehřáté páry ve všech stupních, ve výparníku, v ohříváku napájecí vody apod. podle konstrukce parního kotle.

Kotel se čistí v pravidelných lhůtách, a to nejen ohniště a výhřevné plochy od sazí a popílku, ale také vnitřní stěny trubek se proplachují chemicky k odstranění kotelního kamene. Dále je nutno v kotelně dodržovat *požární bezpečnostní předpisy* podle ČSN 73 0760. Pásové rošty je třeba velmi často prohlížet. Výhodou je, že roštnice je možno vyměňovat na spodní větvi i za chodu parního kotle.

Při spouštění parního kotle je přehřívák bez páry a trubky by se mohly propálit. Proto se přehřívák chladí kondenzátem, který později vypustíme.

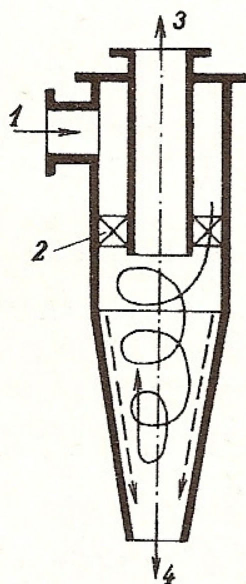


Obr. 288. Regulace maximální teploty páry v přehříváku
1 – zásobník napájecí vody, *2* – regulační ventil, *3* – termostat, *4* – první stupeň přehříváku páry, *5* – druhý stupeň přehříváku páry, *6* – vstřikovač napájecí vody (a tím potřebné ochlazování páry)

Hospodárný provoz parních turbín vyžaduje stále stejnou teplotu páry pro jakékoliv zatížení turbíny, a tím i kotle. Proto musí mít kotel regulaci teploty přehřáté páry a také *regulaci maximální teploty páry.* To je zajišťováno vstřikováním napájecí vody do přehříváků, k čemuž slouží samostatné automatické zařízení (*obr. 288*).

Při provozu parních kotlů je velmi důležitá ochrana životního prostředí, a to zvláště u velkých elektrárenských a teplárenských zařízení. Proto se věnuje mimořádná pozornost *zachycování popílku.*

Popílek je zachycován před odchodem do komína, a to buď mechanickými, elektrostatickými nebo ultrazvukovými odlučováky. Mechanické odlučováky popílku jsou založeny na principu rozdílu setrvačné síly těžšího popílku a plynných zplodin hoření (*obr. 289*).



Obr. 289. Schéma odstředivého odlučováku popílku
1 – proud spalin s popílkem,
2 – lopatky usměrňující proud spalin na vnitřní obvod kužele,
3 – odcházející spaliny bez popílku, *4* – odpad popílku

Ve spalinách je kromě popílku zvláště nežádoucí i obsah SO_3, který způsobuje značné škody na rostlinstvu. Odlučování SO_3 je však velmi obtížné.

Podrobně jsou všechny předpisy včetně uspořádání zařízení v kotelnách uvedeny v ČSN 07 0710 Provoz, obsluha a údržba parních kotlů.

Hlavní výrobci velkých parních kotlů u nás jsou tyto národní podniky:

ČKD Dukla Praha; Závody Vítězného února Hradec Králové; Slatina Brno; Vihorlat Snina (okres Humenné); Slovenské energetické strojárne Tlmače (okres Levica). Výrobci menších parních a teplovodních kotlů jsou uvedeni v kap. 7.4.1.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Nakreslete základní dvoutahové uspořádání parního kotle s pohyblivým roštem, se sálavým a konvekčním přehřívákem páry, ohřívákem vody a ohřívákem vzduchu. Vyznačte přibližné teploty spalin v oblasti nad roštem a v sopouchu.
2. Jaký je rozdíl mezi tepelným a parním výkonem kotle?
3. Jak se liší nízkotlaké parní kotle od vysokotlakých?
4. Co způsobuje příliš velký přebytek vzduchu?
5. Jak musí být vysoký komín, má-li se dosáhnout přirozeného tahu 200 Pa při teplotě okolního vzduchu 0 °C a při teplotě spalin v komíně t_s = 150 °C? Palivo je hnědé uhlí.
6. Jaký význam má úprava napájecí vody?
7. Propočítejte ohřívák napájecí vody pro zadání jako v příkladě výpočtu v kap. 6.1.7 (přehřívák páry). Teplota vstupující vody do ohříváku je t_{v1} = 30 °C, vystupující t_{v2} = 105 °C. Ohřívák je umístěn v oblasti spalin o teplotě t_{s1} = 600 °C.

8. Která ohniště dosahují nejvyšších spalovacích teplot? Jaké podmínky musí být přitom splněny?
9. Co způsobilo největší pokrok ve stavbě velkých a výkonných parních kotlů?
10. Které naše národní podniky se zabývají výrobou parních kotlů a jaké hodnoty musí být uvedeny při objednávce kotle?
11. Jaké je předepsané vybavení parního kotle a jakou dokumentaci vyžaduje u každého kotle ČÚBP?
12. Jaké jsou podmínky pro hospodárný a bezpečný provoz kotle?
13. Jak ovlivňuje parní kotel životní prostředí v okolí elektrárny a co má nejdůležitější význam?

6.2 Jaderné reaktory

Dalším velmi perspektivním zdrojem tepelné energie (kromě parních kotlů) jsou jaderné reaktory. Jejich koncepce a konstrukce se neustále vyvíjí, neboť energie atomového jádra se stává na konci 20. století jediným zdrojem schopným splnit stále rostoucí potřebu energie. Jaderné reaktory v atomových elektrárnách zajišťují jeden z nejčistších způsobů výroby energie, bez popílku a kouře, bez spalování kyslíku a produkce SO_2, CO_2, bez skládky a dopravy paliva a popela. Tento způsob tedy plně vyhovuje také zásadám ochrany životního prostředí, neboť ochrana proti záření a bezpečnost provozu je několikanásobně zajišťována.

Velký význam jaderné energetiky je vidět z porovnání, že hmotnost 1 kg uranu v atomovém reaktoru nahradí 3 tisíce tun uhlí spáleného v parním kotli.

6.2.1 Základy jaderné energetiky

Ve fyzice v 1. ročníku byl probrán základ složení atomů a atomového jádra. Pro představivost a pro jadernou energetiku mají hlavní význam údaje v *tab. 79.*

Tab. 79. Porovnání charakteristických rozměrů a vlastností nejmenších částic hmoty

Částice hmoty	Zlatá fólie	Atom	Jádro	Proton	Neutron	Nukleony	Elektron
Rozměr (mm)	10^{-4} *) i menší	10^{-7} i menší	10^{-11} i menší	10^{-13} i menší	10^{-13} i menší	10^{-13} i menší	2 000 × menší než proton
Vlastnost	napříč fólie je 350 atomů	objem záleží na vzdálenosti elektronů	zde je soustředěna celá hmota atomu	počet protonů udává atomové číslo	počet neutronů určuje druh izotopu	počet protonů a neutronů udává hmotové číslo	záporným nábojem vyrovnává proton

*) Jde o tloušťku, jinak všude průměr.

Hlavním činitelem při získávání jaderné energie je neutron. Ten je nestabilní (nemůže samostatně existovat) a navenek neutrální, ale při ztrátě elektronu se přeměňuje v proton, a naopak.

Neutrony se uvolňují v jaderném reaktoru štěpením prvků na konci Mendělejevovy periodické soustavy — tedy *těžkých prvků* — o atomovém čísle vyšším než 83.

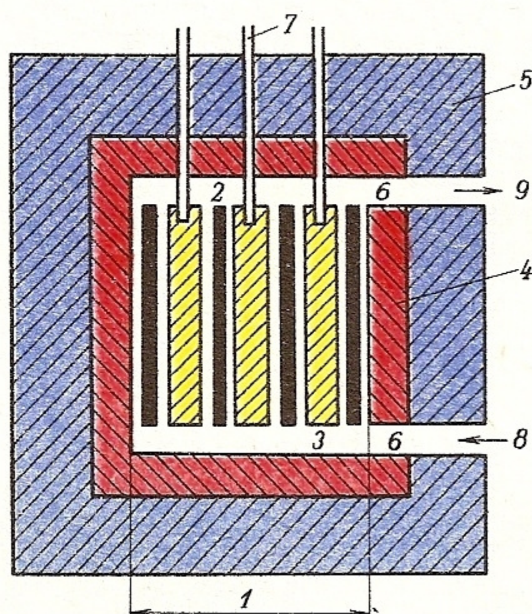
Tyto prvky se rozpadají samovolně nebo lze uskutečnit jejich umělý rozpad ostřelováním neutrony, nejčastěji z přirozeného U 235 nebo z umělého Pu 239, přičemž vzniká nejen radioaktivní záření, ale uvolňuje se zároveň miliónkrát větší množství tepelné energie než při chemické reakci. Této skutečnosti se využívá v jaderných reaktorech, kde je však rozhodující ovládnout množství uvolněných neutronů, a tím i rychlost štěpení těžkých prvků a jejich rozpad.

Neutrony mají totiž velkou kinetickou energii v rozsahu několika MeV (megaelektronvoltů)*) a nazýváme je *rychlé neutrony*. Reaktory, ve kterých dochází k produkci těchto rychlých neutronů, se nazývají *rychlé reaktory*. Přitom se však najednou uvolňuje příliš velké množství tepelné energie, jejíž zvládnutí, řízení a využití činí velké problémy.

Atomová bomba je v podstatě také rychlý reaktor, v němž dochází k nekontrolovatelné jaderné štěpné řetězové reakci v U 235 nebo Pu 239.

6.2.2 Druhy reaktorů a teplonosné látky

K ovládnutí řetězové štěpné jaderné reakce se podařilo snížit rychlost a zpomalit letící rychlé neutrony jejich srážkami s jádry jiných prvků. Kinetická energie neutronů se tak snižuje na hodnoty miliónkrát menší (až na 0,03 eV). Tyto zpomalené neutrony vyvolávají štěpení za zvládnutelné teploty (např. 500 °C) a nazýváme je *tepelné neutrony*. Reaktory, ve kterých dochází ke zpomalování neutronů, jsou *reaktory pomalé* nebo *tepelné* (*obr. 290*).



Obr. 290. Schéma tepelného reaktoru
1 – aktivní zóna, *2* – palivové články, *3* – moderátor, *4* – reflektor, *5* – stínění, *6* – technologické kanály, *7* – kompenzační, regulační a havarijní tyče, *8* – vstup chladiva *9* – výstup chladiva

Rychlé neutrony se zpomalují tzv. *moderátory*, což jsou látky z lehkých prvků, tedy s nízkými hmotovými čísly z počátku Mendělejevovy periodické soustavy prvků. Kdyby totiž rychlý neutron narazil na jádro těžkého prvku (tedy na těžkou

*) 1 MeV = $1{,}602 . 10^{-13}$ J.

kouli), odrazil by se stejnou rychlostí a nedošlo by k jeho zpomalení.

Moderátor musí mít tyto vlastnosti:

po vzájemné srážce musí být úbytek kinetické energie neutronu co největší,

velkou hustotu (plyny se tedy nehodí),

nesmí neutrony pohlcovat (tedy ne lithium a bor).

Proto se jako moderátorů používá nejčastěji těžká voda D_2O, uhlík (grafit), méně často berylium. U těchto moderátorů stačí použít přírodního uranu (s velmi malým obsahem samovolně štěpitelného U 235). Pokud by se jako moderátoru použilo obyčejné vody, je nutno mít v reaktoru obohacené palivo o více samovolně štěpitelného paliva, kterým může být kromě U 235 také umělý izotop Pu 239 nebo U 233, popř. Pu 241.

Další důležitou součástí reaktoru jsou *palivové články*, které se skládají převážně z těchto prvků:

1. Přírodní uran, který obsahuje 0,7 % samovolně štěpitelného izotopu U 235 a 99,3 % U 238. Uranu je v zemské kůře $4 \cdot 10^{-4}$ %, tedy více než stříbra ($3 \cdot 10^{-5}$ %). Na obohacování se používá také umělého izotopu U 233.

2. Thorium Th 232 – je ho v zemské kůře 3 × více než uranu, ale je příliš rozptýleno. Používá se také umělý izotop Th 233.

3. Plutonium Pu 239 – je to umělý transuran získávaný neutronovým bombardováním uranu U 238 v jaderném reaktoru, jde o nejnebezpečnější samovolně štěpitelný prvek.

Palivové články mívají průměr kolem 100 mm a jsou tvořeny palivovými pruty o tloušťce např. 6 mm. Články musí mít vhodný *kovový povlak*, jehož úkolem je zabránit úniku štěpených zbytků do chladicího média, mít vliv na dobré mechanické vlastnosti tyčí i při vysoké teplotě a při ozáření, dobře odvádět teplo (dosahuje se žebrováním) a mít dobrou tvárnost a svařitelnost. Tyto vlastnosti zajišťuje nejlépe nerezavějící ocel, hořčík, hliník, berylium a zirkonium.

Doposud popsaný pomalý čili tepelný jaderný rekator je nejčastěji tzv. heterogenní, neboť každá látka v reaktoru je oddělena. Velmi málo se vyskytují homogenní tepelné reaktory, kde palivo, moderátor i chladivo je jedna směs, popř. roztok.

Podle určení rozdělujeme tepelné reaktory takto:

energetické (pro jaderné elektrárny a teplárny),

dopravní (pro pohon lodí – např. ledoborec Lenin),

pro výrobu radioizotopů (pro lékařské a průmyslové účely),

výzkumné (ke studiu fyzikálních úkazů izotopů a zejména ke zkoušení materiálů pro tlakové nádoby reaktoru),

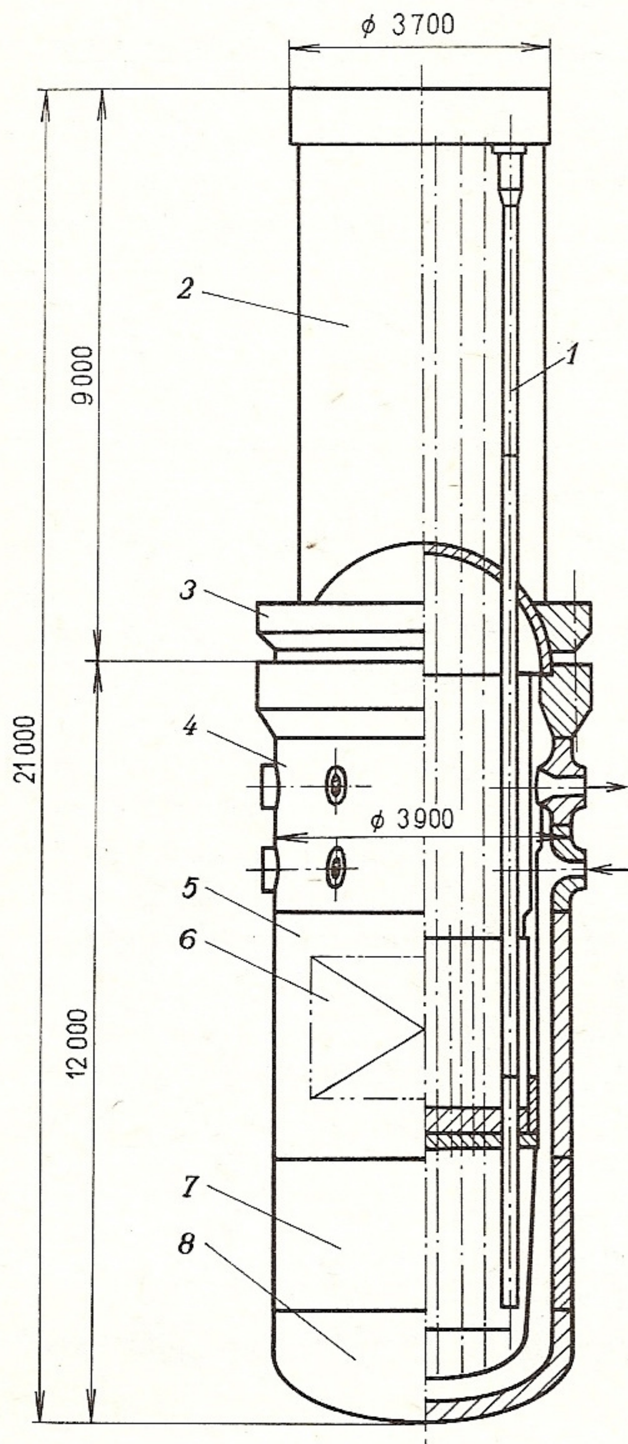
produkční (pro výrobu Pu 239 a U 233).

Jaderný reaktor je uzavřen v ocelové tlakové nádobě, velmi náročné na konstrukci, jakost materiálu a technologický postup výroby (*obr. 291*).

Na tlakovou nádobu reaktoru jsou kladeny hlavně tyto požadavky:

materiál – nízkolegovaná ocel o vysoké pevnosti a svařitelnosti, v tloušťce až 300 mm musí odolávat zvýšené teplotě a radioaktivnímu záření. Životnost nádoby má být 30 let,

minimální rozměry a hmotnost, aby ji bylo možno dopravovat po železnici, musí být vyrobena z prstenců kovaných z jednoho kusu bez podélných svarů, část nádoby, v níž je aktivní zóna, musí tvořit celistvý válcový plášť, ostatní prstence musí mít kvalitní svary.



Obr. 291. Ocelová tlaková nádoba reaktoru VVER 440
1 – pohon regulačních tyčí, *2* – horní část reaktoru, *3* – sekce víka, *4* – hrdlová sekce, *5* – sekce aktivní zóny, *6* – aktivní zóna o výšce 2,5 m a ∅ 2,88 m, *7* – hladká sekce, *8* – sekce dna

Teplonosné látky v reaktoru

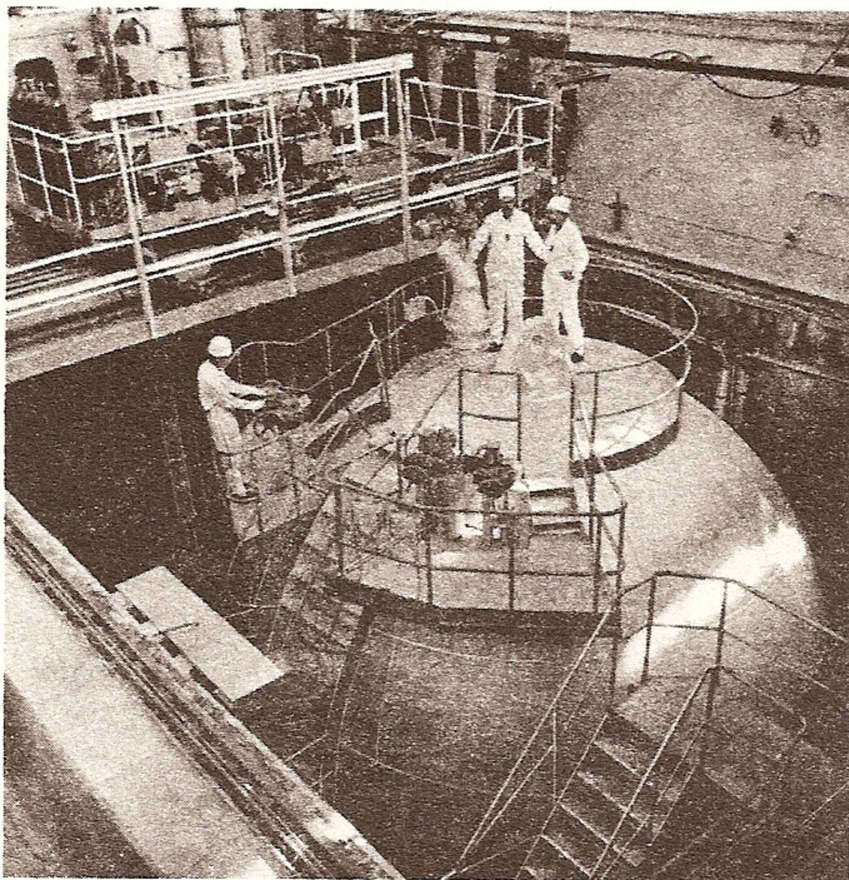
Jako teplonosných látek čili chladicích médií nebo chladiv se používá:

1. u pomalých čili tepelných reaktorů je to CO_2, H_2O, D_2O, He, popř. vodní pára,

2. u rychlých reaktorů je to tekutý kov, nejčastěji Na nebo K.

6.2.3 Vývojové a perspektivní typy reaktorů

Pro nejbližší 2 desetiletí se jak v ČSSR, tak i v dalších státech RVHP budou stavět jaderné elektrárny vybavené tepelnými reaktory typu VVER 440 a VVER 1 000 *). Jsou to reaktory vyvíjené v SSSR a vyzkoušené v novovoroněžské atomové elektrárně (*obr. 292*). Reaktor má elektrický výkon 440, popř. 1 000 MWe. Jako moderátor i chladivo slouží voda, proto je jako paliva používáno mírně obohaceného uranu (kolem 3 až 4 % U 235), viz *tab. 80*. Důležité parametry jaderného reaktoru jsou: tepelný výkon v MWt (megawatty tepelné), asi 3krát menší elektrický výkon reaktoru v MWe (megawatty elektrické) a měrné množství energie, které jaderné palivo uvolní v atomovém reaktoru z tuny paliva v $MWd \cdot t^{-1}$ (megawattdny na 1 tunu paliva).



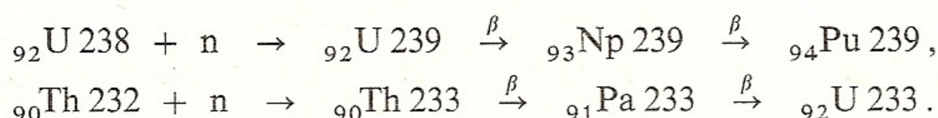
Obr. 292. Novovoroněžská atomová elektrárna
Pod polokulovým krytem je jaderný reaktor

V tepelných reaktorech je však využití paliva (uranu) velmi malé, jen asi 2 %. Pro vyšší účinnost a využití tepelné energie i pro technologické účely v průmyslu je snaha vytvořit jaderný reaktor s vyšší teplotou chladiva (850 °C i více). Chladivem má být plynné helium, kterým je možné přímo pohánět plynovou turbínu, čímž se značně sníží investiční náklady. Tento systém je nazýván *vysokoteplotní reaktor*. S uskutečněním se počítá v příštím desetiletí.

---

*) Zkratka VVER pochází z názvu Vodno-vodjanoj energetičeskij reaktor.

Zvláštní místo zaujímají rychlé reaktory. Tyto reaktory s rychlými neutrony nemají moderátor, lépe využívají jaderné palivo a navíc umožňují výrobu dalšího samovolně štěpitelného jaderného paliva buď z uranu, nebo z thoria:



$$_{92}U\,238 + n \rightarrow {}_{92}U\,239 \xrightarrow{\beta} {}_{93}Np\,239 \xrightarrow{\beta} {}_{94}Pu\,239\,,$$

$$_{90}Th\,232 + n \rightarrow {}_{90}Th\,233 \xrightarrow{\beta} {}_{91}Pa\,233 \xrightarrow{\beta} {}_{92}U\,233\,.$$

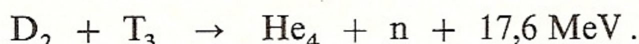
Oba poslední prvky jsou samovolně štěpitelné, takže dochází ke zcela výjimečné situaci, neboť reaktor výrábí postupně více štěpitelného materiálu, než kolik ho bylo původně vloženo. Takto je možno zpracovávat i dosavadní odpad z jaderných elektráren s tepelnými reaktory a získávat zároveň další štěpný materiál.

Tab. 80. Charakteristiky reaktorů VVER

Charakteristika	VVER 400	VVER 1 000
Elektrický výkon (MWe)	440	1 000
Tepelný výkon (MWt)	1 375	3 000
Tlak chladiva (MPa)	12,5	16
Vstupní teplota chladiva (°C)	269	289
Výstupní teplota chladiva (°C)	300	324
Průtok chladiva reaktorem ($t \cdot h^{-1}$)	39 000	76 000
Vsázka uranu (t)	42	66
Střední vyhoření jaderného paliva ($MWd \cdot t^{-1}$)	28 600	až 40 000
Doba mezi dvěma výměnami (h)	7 000	7 000
Střední obohacení jaderného paliva (%)	3,5	až 4,4

Prototyp rychlého reaktoru BN 350 již pracuje v SSSR v městě Ševčenko u Kaspického moře; má elektrický výkon 150 MWe a využívá se k odsolování mořské vody. Na Urale v Bělojarsku je již v provozu rychlý reaktor o výkonu 600 MWe a připravují se rychlé reaktory o výkonu 1 000 a 1 600 MWe (*obr. 293*).

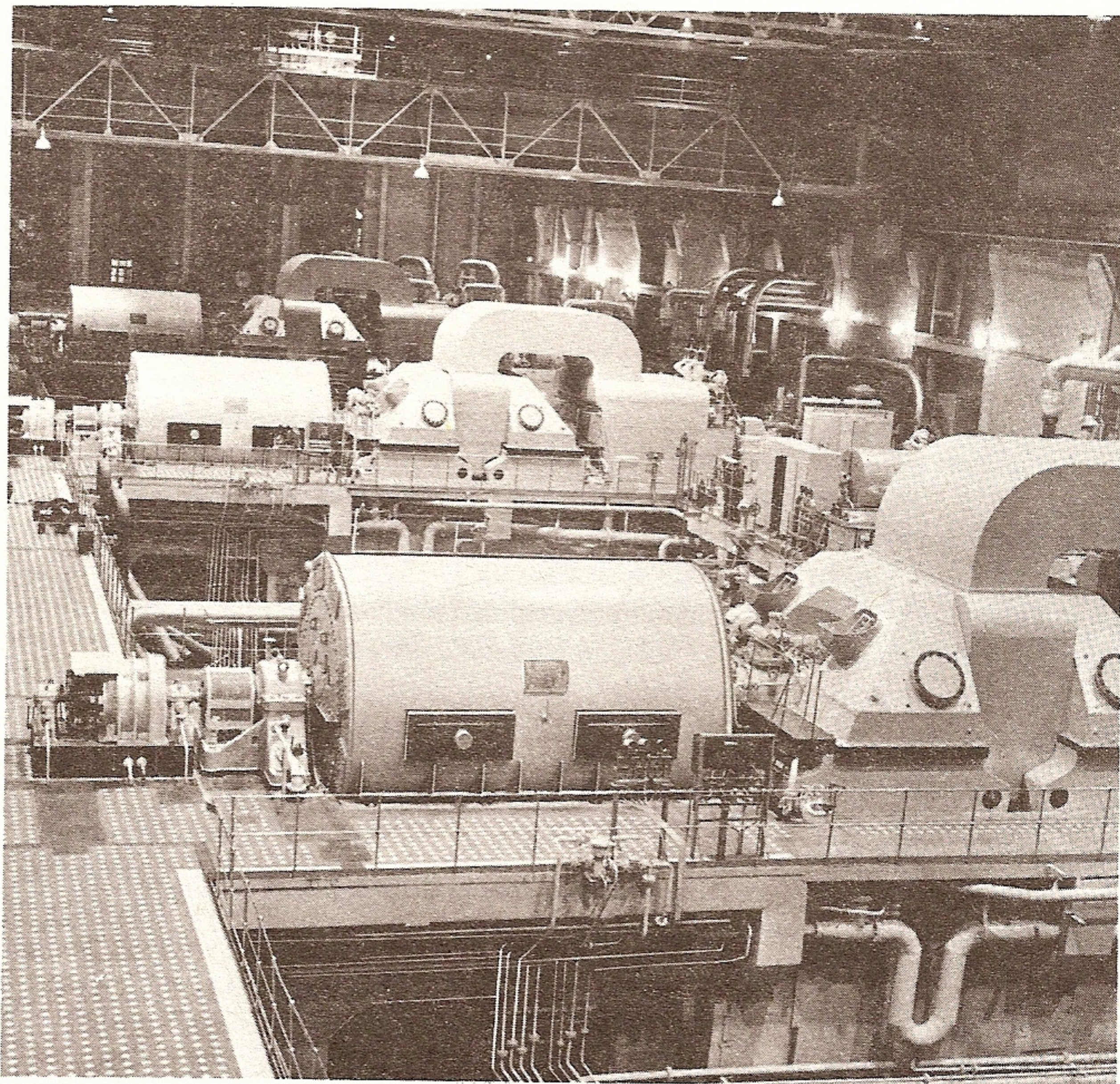
Vzdálenou perspektivou (do 21. století) je využití ještě většího množství energie uvolněné *syntézou* čili *slučováním lehkých atomových jader*, tedy ze začátku Mendělejevovy soustavy prvků. Tento princip odpovídá velkému množství energie vyzařované ze Slunce. Doposud se podařilo pouze uskutečnit nekontrolovatelnou termonukleární reakci ve formě exploze tzv. vodíkové bomby. Potřebné velmi vysoké teploty na počátku reakce se dosahuje výbuchem atomové bomby (se štěpnou řetězovou reakcí). Termonukleární reakce může probíhat, např. takto:



$$D_2 + T_3 \rightarrow He_4 + n + 17{,}6\ \text{MeV}\,.$$

Slučování se však může uskutečnit jedině za velmi vysoké teploty, dosahující miliónů stupňů. Při ní vzniká z lehkých prvků tzv. plazma, což je vlastně čtvrté skupenství; atomy začínají ztrácet elektrony, takže plazma má vodivé vlastnosti. Věda má nyní úkol: buď sestrojit zařízení, v němž by bylo možno dosáhnout u plynu

teploty 10^6 K a zajistit tak jeho přeměnu v plazmu, anebo vyzkoušet takový plyn, který by se přeměnil v plazmu při nižší teplotě. Reaktory, ve kterých bude docházet k syntéze čili slučování lehkých atomových jader, jsou nazývány *termo-*



Obr. 293. Bělojarská atomová elektrárna, SSSR – strojovna

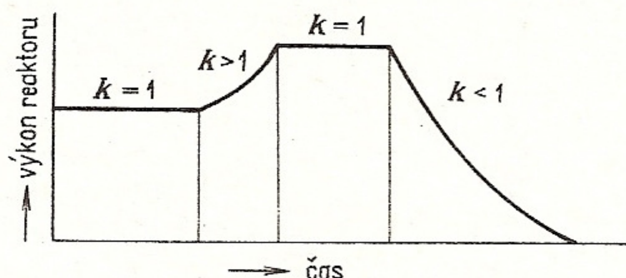
jaderné reaktory. V nich bude získáváno 8 až 10krát více energie než při štěpení jader těžkých prvků. Tím by byl navždy zajištěn dostatečný a trvalý zdroj energie pro lidstvo na Zemi, neboť zdroje lehkých prvků jsou téměř nevyčerpatelné.

6.2.4 Provoz a bezpečnost tepelného reaktoru

Při provozu tepelného jaderného reaktoru je nutno dodržovat mnoho zásad náročných na vysoce odborné znalosti:

1. Tepelný výkon reaktoru se reguluje zasouváním nebo vysouváním řídicích

(regulačních) tyčí, které jsou vyrobeny z kadmia (Cd 113) nebo z borové oceli (B 10) a mají pohlcovat neutrony, čímž se zpomaluje štěpení. Pro udržení štěpné reakce je nutné, aby z každého rozštěpeného jádra vylétl aspoň jeden volný neutron určený ke štěpení dalšího jádra paliva. Splnění této podmínky udává tzv. *multiplikační součinitel k*, což je poměr počtu neutronů 2. generace (vystupujících ze štěpné reakce) k počtu neutronů 1. generace (vstupujících do štěpné reakce). Je-li $k = 1$, jde o plynulé ustálené štěpení, je-li $k > 1$ vzniká více volných neutronů a řetězová reakce se rozšiřuje až lavinovitě; je-li $k < 1$, řetězová reakce se postupně zastaví (*obr. 294*).



Obr. 294. Regulace tepelného výkonu reaktoru

2. Podobný význam mají kompenzační tyče, které vyrovnávají nestejnoměrnosti chodu reaktoru vlivem vyhořívání paliva apod.

3. Havarijní tyče jsou automaticky zasouvány větší rychlostí při jakémkoliv nebezpečí, neboť pohlcením všech volných neutronů zastaví štěpnou reakci.

4. Provoz reaktoru se nesmí přerušit na dobu delší než 2 h, neboť při odstavení reaktoru vzniká jod J 135, který znesnadňuje opětovné spuštění reaktoru.

5. Velmi důležité je sledování a kontrola reflektoru, který odráží neutrony zpět do aktivní zóny. Bývá obvykle z téhož materiálu jako moderátor (*obr. 290*) – viz str. 356, nejčastěji z grafitových cihel.

6. Stejně důležité je kontrolovat úroveň stínění celého reaktoru, které tvoří jeho vnější ochranu před pronikáním záření do okolí.

7. Velmi důležité je stálé sledování kontrolních přístrojů:

a) vstupní a výstupní teplotu chladiva v technologických kanálech,

b) radioaktivitu chladiva na vstupu a výstupu,

c) průtok chladiva kanálem,

d) souvislost ochranného povlaku palivových prutů (stoupla by ihned radioaktivita chladiva). Při tepelné deformaci článků se sníží průtok chladiva a prudce se zvýší teplota. Všechny tyto kontroly se provádějí pro každý technologický kanál, takže kontrolních přístrojů je velké množství. Jejich výsledky jsou uváděny na velkých přehledných panelech.

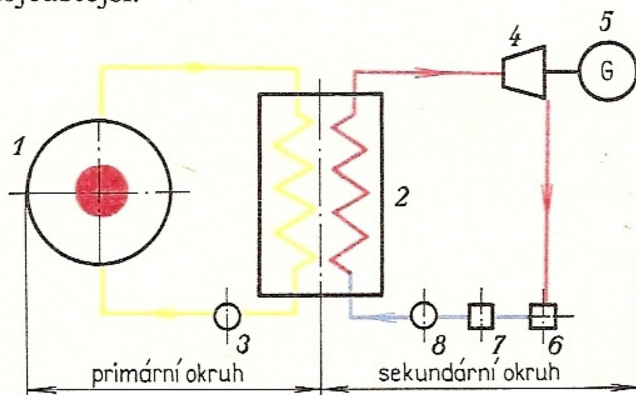
8. První spouštění reaktoru se provádí vždy cizím zdrojem neutronů.

9. Vyhořelé jaderné palivo se dopravuje pod vodou, která tvoří ochrannou vrstvu. Ve vodě je kyselina boritá, která zabraňuje dalšímu štěpení jader. Určitým problémem zůstává vyhledání vhodného místa pro ukládání odpadu, tj. vyhořelých palivových článků, aby nezhoršovaly životní prostředí.

6.2.5 Jaderné elektrárny v plánech našeho hospodářství

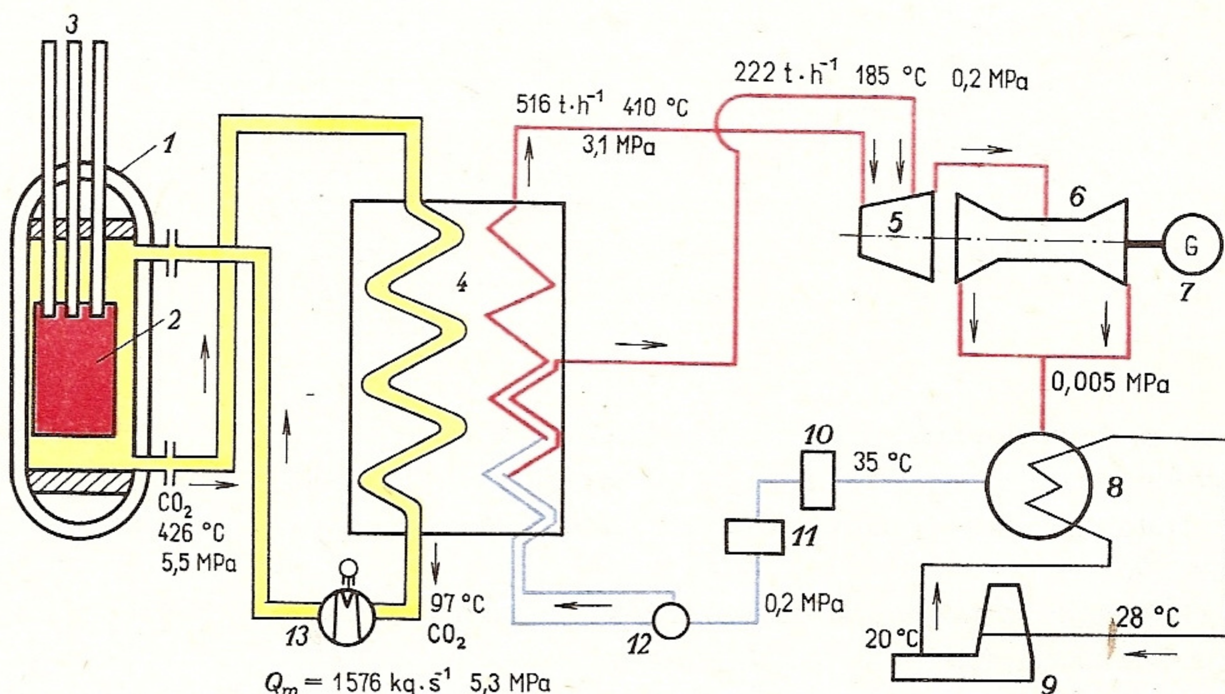
Celá jaderná elektrárna je velmi nákladné zařízení, jehož cena za 1 kg je porovnatelná se stroji nejvyšší technické úrovně (např. číslicově řízené obráběcí stroje). Proto je třeba dbát na vysokou jakost všech částí a počítat s vysokými náklady na výstavbu.

Nejčastější jsou *dvouokruhové jaderné elektrárny*, kde sekundární okruh zahrnuje stejné strojní zařízení jako u tepelné elektrárny (*obr. 295* a *tab. 73*). Tento typ bude u nás nejčastější.



Obr. 295. Dvouokruhové schéma jaderné elektrárny
1 – jaderný reaktor, *2* – výměník tepla (parogenerátor), *3* – dmýchadlo nebo čerpadlo, *4* – parní turbína, *5* – turbogenerátor, *6* – kondenzace, *7* – vodojem kondenzátu, *8* – čerpadlo kondenzátu

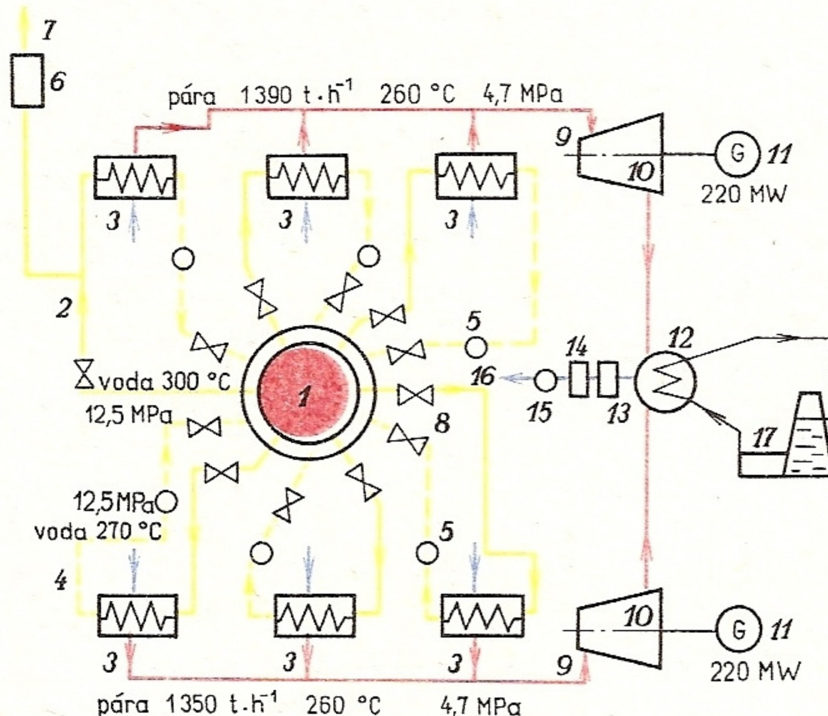
Jsou možné také *jednookruhové jaderné elektrárny*, kde v tzv. varných reaktorech je chladivem voda, jejíž párou je přímo poháněna turbína generátoru. Uspořádání se tím velmi zjednoduší, avšak vznikají potíže při obsluze a opravách parních turbín a dalšího příslušenství, neboť voda i pára je aktivována.



Obr. 296. Schéma jaderné elektrárny A 1
1 – jaderný reaktor KS 150, *2* – aktivní zóna, *3* – regulační, kompenzační a havarijní tyče, *4* – výměník tepla (parogenerátor), *5* – protitlaká turbína, *6* – kondenzační turbína, *7* – turbogenerátor, *8* – kondenzace, *9* – chladicí věž, *10* – odplynění kondenzátu, *11* – vodojem kondenzátu, *12* – čerpadlo kondenzátu, *13* – turbokompresor v primárním okruhu

Rychlé reaktory mohou být i *tříokruhové:* v prvním okruhu je značně aktivovaný tekutý kov (Na, K), ve druhém je též tekutý kov již neaktivovaný a třetí okruh obsahuje běžné médium – vodu a páru.

První jaderná elektrárna na světě zahájila provoz v roce 1954 v SSSR v Obninsku v prototypu o výkonu 5 MW. Tím byl dán základ k širokému rozvoji jaderných elektráren na celém světě.



Obr. 297. Schéma voroněžské jaderné elektrárny VVER 440
1 – jaderný reaktor, *2* – přívod horké vody do parogenerátorů, *3* – parogenerátory, *4* – vratná voda z parogenerátoru do jaderného reaktoru, *5* – čerpadlo v primárním okruhu, *6* – kompenzátor objemu, *7* – do odplyňovacího systému, *8* – hlavní uzávěry v primárním okruhu, *9* – vstup do parních turbín, *10* – parní turbíny, *11* – turbogenerátory, *12* – kondenzace, *13* – odplynění kondenzátu, *14* – vodojem, *15* – čerpadlo, *16* – návrat do parogenerátoru, *17* – chladicí věže

První československá jaderná elektrárna A 1 byla postavena u obce Jaslovské Bohunice v okrese Trnava. Měla reaktor KS 150 o výkonu 560 MWt, 6 bloků parogenerátorů, 3 soustrojí parních turbín a 3 elektrické generátory o výkonu 143 MWe (*obr. 296*).

Další etapa výstavby naší jaderné energetiky (nejprve v Jaslovských Bohunicích) je založena na ověřených typech voroněžské jaderné elektrárny typu VVER 440 a VVER 1 000 (*obr. 297* a *tab. 81*). Tyto typy se průmyslově stavějí i v dalších státech RVHP, což umožňuje unifikovat výrobu dílů i pomocných zařízení.*)

---

*) U nás se staví další v Dukovanech a budou se stavět v Mochovicích (okr. Levice), v Temelíně u Týna nad Vltavou, na Moravě u Lipníka nad Bečvou a další.

Další výstavba naší jaderné energetiky – a také v rámci RVHP – je svěřena našim významným strojírenským podnikům:

Škoda, oborový podnik, Plzeň, závod Výstavba atomových elektráren,
Vítkovice, železárny a strojírny, n. p., Ostrava,
Energetické závody, n. p., Tlmače na Slovensku,
Sigma, oborový podnik, Olomouc, se všemi závody aj.

Tab. 81. Charakteristiky jaderných elektráren VVER

Charakteristika	VVER 440	VVER 1 000
Počet reaktorů	1	1
Typ	heterogenní, tlakovodní chlazený a moderovaný H_2O	
Elektrický výkon (MWe)	2 × 220	2 × 500
Tepelný výkon (MWt)	1 375	3 000
Počet parogenerátorů	6	4
Průměr primárního potrubí (mm)	500	850

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Jak se nazývá částice jádra, která je rozhodující při získávání jaderné energie? Jaké má vlastnosti a jakou kinetickou energii?
2. Jaký úkol má moderátor a které prvky nejlépe vyhovují?
3. Které izotopy mohou obohacovat jaderné palivo a jaký význam má toto obohacování?
4. Jaký úkol mají v jaderném reaktoru řídicí, kompenzační a havarijní tyče?
5. Jak lze spouštět a jak je možno měnit výkon tepelného jaderného reaktoru?
6. Které naše národní podniky zajišťují výrobu budoucích jaderných elektráren v rámci RVHP?
7. Jaké vlastnosti mají prvky na konci Mendělejevovy periodické soustavy prvků a jaké uprostřed této soustavy?
8. Jak bude možno využít vlastností lehkých prvků na počátku soustavy prvků?

7 TECHNICKÁ ÚPRAVA PROSTŘEDÍ

Pro práci v průmyslových halách, v technických kancelářích, v laboratořích a pro pobyt člověka v místnostech má velký význam vytvoření příznivého prostředí nejlépe vyhovující teplotou, vlhkostí a čistotou vzduchu, s nejnižší hlučností a přiměřeným osvětlením. K tomu přistupuje také nutnost dodržování osobní hygieny, jejímž základním předpokladem je dostatek čisté studené a teplé vody.

Optimální podmínky životního prostředí člověka lze zajistit vhodným technickým zařízením, jako je vytápění, větrání, klimatizace včetně chlazení, průmyslové sušení, rozvod teplé i studené vody k průmyslové spotřebě i k osobnímu použití.

7.1 Vytápění, výpočet tepelných ztrát

Vytápění místností zajišťuje nejen tepelnou pohodu člověka, ale v některých průmyslových odvětvích splňuje podmínky pro vhodné technologické postupy výroby (přádelny, barvírny apod.). Vytápění je možno zajistit několika způsoby (*tab. 82*).

Neustálý vývoj zvyšování kultury bydlení bude směřovat k trvalému rozšiřování

Tab. 82. Druhy vytápění

Druh vytápění	Provedení	Výhody
Lokální vytápění	Kamna na tuhá, kapalná a plynná paliva	Rychlý zátop, vytápění jen podle potřeby, rychlá regulace teploty v místnosti, nižší celková spotřeba paliva, malé pořizovací náklady
Etážové vytápění	Kotel na teplovodní vytápění	Rovnoměrné vytápění všech místností, čistota místností, snadná obsluha
Ústřední vytápění v budově	Kotelna pro 1 až 3 domy do 1,5 MW	Čistota všech bytů, lepší využití i méněhodnotného paliva, úspora práce členů rodiny, možnost ohřívání velkého množství užitkové vody
Skupinové vytápění	Bloková kotelna nebo výtopna do 6 MW	Možnost vytápění až 500 bytů, lze použít i horkovodní nebo středotlaké kotle, doprava mechanizována
Dálkové vytápění	Teplárna s vysokotlakovými kotly	Částečně výroba elektřiny, nejhospodárnější využití paliva i méněhodnotného, chrání životní prostředí

ústředního, skupinového a dálkového vytápění, takže po roce 1980 má klesnout lokální vytápění bytů pod 40 % z celkového počtu.

Pro úplnost je ještě nutno uvést, že člověk také produkuje určité množství tepla, což se však při výpočtech neuvažuje. V sálech, kde se však shromažďuje větší počet lidí, je nutno mít tuto skutečnost na zřeteli (*tab. 83*).

Tab. 83. Tepelný výkon (produkce tepla) dospělého člověka

Činnost člověka	Tepelný výkon $\dot{Q}$ (W)
Naprostý klid, spánek	81,5
Odpočinek vsedě	116,4
Lehká fyzická práce	175,0
Pomalá chůze	197,7
Těžká fyzická práce	315,0
Běh po rovině	557,0

Výpočet tepelných ztrát

Zkráceným výpočtem je možno zjistit celkové tepelné ztráty $\dot{Q}_c$ budovy z tepelné charakteristiky k_t (*tab. 84*):

Tab. 84. Tepelné charakteristiky

Obestavěný prostor budovy V (m³)	Tepelná charakteristika k_t ($W \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$)
1 000	0,80
2 000	0,70
5 000	0,57
10 000	0,49
15 000	0,46
20 000	0,44

Tab. 85. Vnitřní teploty vytápěných místností

Druhy místností	Vnitřní teplota t_2 (°C)
Obytné místnosti, kanceláře, učebny, čekárny	20
Koupelny, sprchy	22
Předsíně, chodby, tělocvičny	15
Schodiště, sklady	10
Ordinace, ošetřovny	24
Zámečnické dílny	16
Obráběcí dílny	18
Garáže	5

$$\dot{Q}_c = k_t \,.\, V \,.\, (t_2 - t_1) \quad \text{(W)},$$

kde V je obestavěný prostor (m³),
t_2 – požadovaná teplota místností (*tab. 85*),
t_1 – nejnižší venkovní teplota (*obr. 298*).



Obr. 298. Pásma s nejnižší venkovní teplotou

Přesným výpočtem podle ČSN 06 0210 je možno zjistit tepelné ztráty každou stěnou, dveřmi, okny, stropem, podlahou:

$$\dot{Q} = k \,.\, S \,.\, (t_2 - t_1),$$

kde k je součinitel prostupu tepla ($\text{W} \,.\, \text{m}^{-2} \,.\, \text{K}^{-1}$) (*tab. 86*),
S – plocha stěn, dveří atd. (m²).

Tab. 86. Součinitel prostupu tepla (přesněji v ČSN 06 0210)

Druh a charakteristika konstrukce	k ($\text{W} \,.\, \text{m}^{-2} \,.\, \text{K}^{-1}$)
Stěna z cihel podle jakosti do tloušťky 30 cm (venkovní)	1,2 až 2,9
Stěna z cihel podle jakosti od 30 do 60 cm (venkovní)	1,0 až 1,6
Dveře venkovní (podle provedení a vybavení)	2,7 až 4,6
Dveře vnitřní	2,3
Okna vnější podle provedení – dvojí sklo	2,5 až 4,6
Strop nebo podlaha s izolací	0,8 až 1,3
Vnitřní stěna podle tloušťky	1,0 až 2,2

Kde stěna sousedí s jinou místností, dosadí se do výpočtu za t_1 teplota v této místnosti, a pokud je místnost nevytápěná, dosadí se za t_1 pravděpodobná teplota (viz též ČSN 06 0210), např. chodby a schodiště kolem 5 °C, sklepy kolem 0 °C, rohové nevytápěné místnosti i méně než 0 °C.

K vypočteným hlavním tepelným ztrátám je nutno připočítat tyto přirážky:

1. Na *nepříznivou světovou stranu* (časté větry), na zátop a na vyrovnání teploty chladných stěn při přerušovaném vytápění:

$$\dot{Q}_p = (0{,}05 \text{ až } 0{,}25)\,\dot{Q}\,.$$

2. Na *tepelné ztráty přirozeným větráním* (infiltrací), netěsnostmi oken a dveří:

$$Q_v = (0{,}10 \text{ až } 0{,}25)\,\dot{Q}\,.$$

3. Vyskytuje-li se v budově *umělé* (*nucené*) *větrání* vyvozené ventilátorem, je nutno počítat s potřebou tepelného výkonu $\dot{Q}_{vn}$ k ohřátí celého objemu čerstvého vzduchu nasávaného ventilátorem Q_V:

$$\dot{Q}_{vn} = c_p \,.\, Q_V \,.\, (t_2 - t_1)\,,$$

kde c_p je měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku,
$c_p = 1\,298\ \mathrm{J\,.\,m^{-3}\,.\,K^{-1}}$.

Celkové tepelné ztráty jsou tedy:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q} + \dot{Q}_p + \dot{Q}_v + \dot{Q}_{vn}\,.$$

Pokud má kotel ústředního vytápění sloužit i k *přípravě teplé užitkové vody* (k průmyslovým účelům nebo pro potřebu domácností), je potřebný tepelný výkon k ohřátí vody:

$$\dot{Q}_t = \varrho \,.\, c \,.\, Q_V \,.\, (t_2 - t_1)\,,$$

kde ϱ je hustota vody – $1\,000\ \mathrm{kg\,.\,m^{-3}}$,
c – měrná tepelná kapacita vody – $4\,187\ \mathrm{J\,.\,kg^{-1}\,.\,K^{-1}}$,
Q_V – objemový průtok vody ($\mathrm{m^3\,.\,s^{-1}}$),
t_1 – teplota studené vody (°C),
t_2 – teplota ohřáté vody (°C).

Potřebný tepelný výkon kotle bude:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_c + \dot{Q}_t\,.$$

Důležitou charakteristikou kotlů pro ústřední vytápění je *velikost výhřevné* (*topné*) *plochy kotle S*; je to plocha, která je ve styku se spalinami:

$$S = \frac{\dot{Q}_k}{q} \quad (\mathrm{m^2})\,,$$

kde q je zatížení výhřevné plochy (*tab. 87*), u článkových kotlů bývá $9\,000\ \mathrm{W\,.\,m^{-2}}$, u velkých kotlů až $20\,000\ \mathrm{W\,.\,m^{-2}}$.

7.1.1 Ústřední vytápění budov

Názvosloví

Teplonosná látka je látka přenášející teplo ze zdroje tepla do otopných těles ve vytápěných místnostech (teplá voda, nízkotlaková pára, teplý vzduch).

Tab. 87. Výběr některých kotlů pro ústřední vytápění

Typ kotle	Značka	Výrobce	Druh kotle	Zatížení výhřevné plochy q (W . m^{-2})	Výhřevná plocha S (m^2)	Celkový tepelný výkon $\dot{Q}_k$ (kW)	Použitá paliva
Litinový článkový	E 1	ŽDB	tv p	9 300	6 až 18	56 až 165	pevná, kapalná, plynná
Litinový článkový	E II N	ŽDB	tv p	9 300	12 až 29,4	110 až 275	kapalná, plynná
Litinový radiační	Lumex	ŽDB	tv	116 300	0,2 až 2	23 až 233	plynná
Litinový článkový	E IV	ŽDB	tv p	9 300	17 až 53	158 až 490	pevná, kapalná, plynná
Žárotrubný	KM 30	Slatina	tv	10 000 až 21 600	3,5	35 až 75,5	pevná, kapalná, plynná
Skříňový	RK 63 až 250	Vihorlat	tv p	11 600 až 12 200	6 až 25	73,5 až 290	pevná
Skříňový automatický	Slatina 18	Vihorlat	tv p	16 100	18	290	pevná, hnědé uhlí
Ocelový	Dukla	ČKD Dukla	tv p	9 300 až 12 400	6 až 23,5	56 až 290	pevná, hnědé uhlí

tv — teplovodní, p — parní
Výrobci kotlů viz kapitola 7.4.1.

Tab. 88. Soustavy ústředního vytápění

Ústřední vytápění	Použití	Výhody
Teplovodní do 110 °C s přirozeným oběhem do tlaku 0,4 MPa	Rodinné domky, méně rozlehlé obytné domy	Bezpečný provoz, možnost ústřední regulace teploty, dlouhá životnost, libovolná otopná tělesa, nízké provozní a udržovací náklady, přiměřená teplota těles
Teplovodní do 110 °C s nuceným oběhem do 0,4 MPa	Rozlehlé a členité budovy	Dobré vytápění i ve vzdálených místech od kotelny, menší průměr trubek — levnější, rychlejší zátop
Parní nízkotlaké do 0,05 MPa	Budovy s nepravidelným provozem a nemocnice	Menší nebezpečí zamrznutí, nižší pořizovací náklady (tenčí potrubí, menší otopná tělesa), rychle vytopené místnosti
Teplovzdušné nucené pomocí ventilátoru	Pro občasné shromažďování lidí ve velkých sálech	Krátká doba vytopení místnosti — provozní pohotovost, lze kombinovat s větráním i klimatizací ve výrobních halách

Zdroj tepla je kotel ústředního vytápění nebo výměníková či předávací stanice.

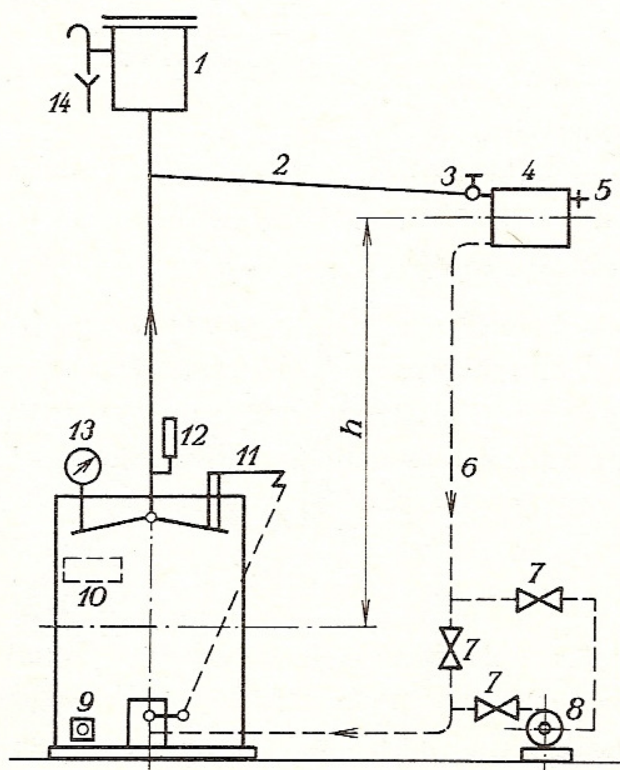
Otopné těleso je část zařízení ústředního vytápění, do kterého se přivádí teplonosná látka k vytápění místnosti.

Soustava ústředního vytápění je druh zařízení, které se rozlišuje podle teplonosné látky a podle způsobu sdílení tepla (*tab. 88*). Nutné vybavení kotle ústředního vytápění je v *tab. 89*.

Tab. 89. Nutné vybavení kotlů ústředního vytápění

Druh kotle	Bezpečnostní vybavení	Provozní vybavení	Kontrola, údržba, opravy
Teplovodní	Expanzní nádrž, manometr (výškoměr vody)	Teploměr, napouštěcí a vypouštěcí kohout, regulace topení	Štítek výrobce, zkoušení přetlakem vody podle štítku (nejméně 0,2 MPa) – po dobu 15 minut
Nízkotlaké parní	Zabezpečovací zařízení, manometr	Teploměr, vodoznak, napouštěcí kohout, regulace topení	Stejné jako pro teplovodní kotle, regulátor hladiny vody v kotli

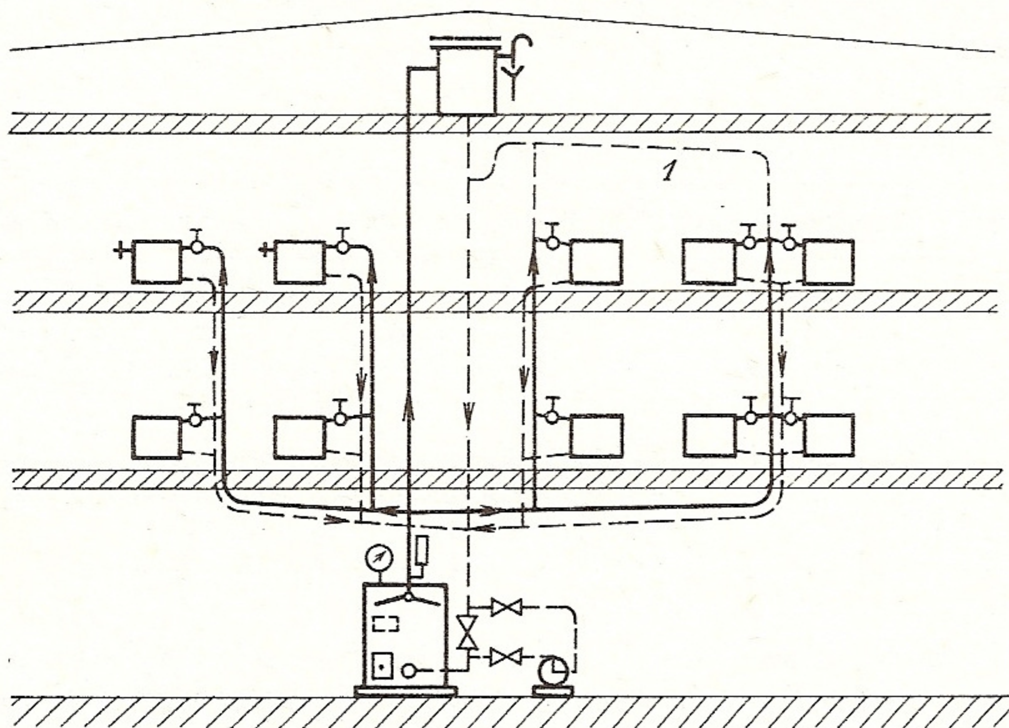
Rozvod potrubí u všech typů ústředního vytápění musí být proveden se spádem ke kotli; u teplovodního může potom vzduch vystupovat až do expanzní nádrže a nevznikne tzv. *vzduchový pytel* – přerušení oběhu vody. U parního vytápění může zkondenzovaná voda stékat zpět ke kotli a nevznikne tzv. *vodní pytel* – přerušení oběhu páry.



Obr. 299. Schéma ústředního teplovodního vytápění
h – účinná (provozní) výška,
1 – expanzní nádoba, do níž musí vést z kotle potrubí bez uzávěru, min. o ∅ 25 mm, *2* – přívodní potrubí, *3* – dvojitě regulační ventil, *4* – otopné těleso,
5 – odvzdušňovací ventil (odpadá, jestliže může vzduch z potrubí odcházet do expanzní nádoby),
6 – vratné potrubí, *7* – uzavírací ventily (k zapojení nebo vypojení nuceného oběhu), *8* – čerpadlo,
9 – vypouštěcí a napouštěcí ventil,
10 – štítek výrobce, *11* – regulace topení, *12* – teploměr vody,
13 – manometr jako výškoměr vody, *14* – přepadové a odvzdušňovací potrubí (vede až do kotelny, kde je tak možno kontrolovat naplnění soustavy vodou)

Ústřední vytápění teplou vodou

Výhody teplovodního vytápění jsou v *tab. 88*. Používá se nejčastěji spodního rozvodu, který je umístěn ve sklepních prostorách budovy (*obr. 299* a *300*).



Obr. 300. Ústřední teplovodní vytápění se spodním rozvodem
1 – odvzdušňovací potrubí

Velikost expanzní nádoby se vypočítá podle zvětšení objemu ohřívané vody:

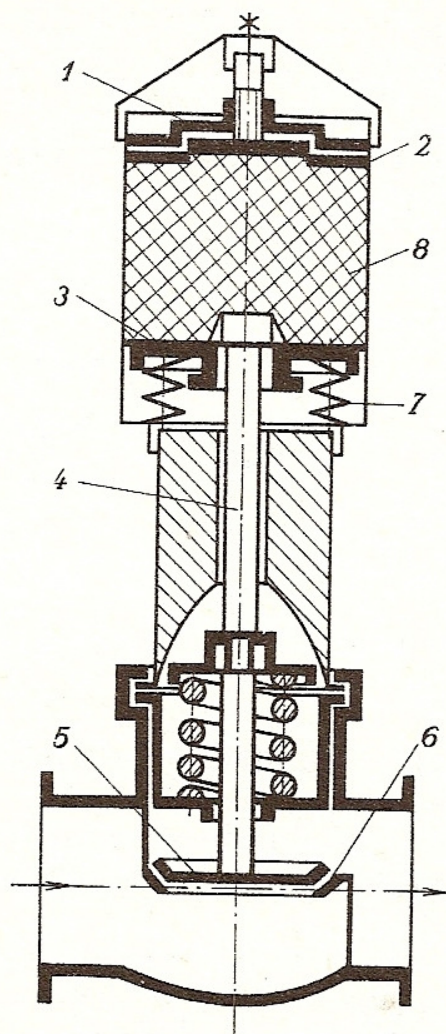
$$V = V_v \, . \, \Delta V \, . \, k \, ,$$

kde V je objem expanzní nádoby (m^3),
V_v – objem vody v otopné soustavě (m^3),
ΔV – zvětšení objemu vody z původní teploty 10 °C na 110 °C, podle ST 1; $\gamma = 0{,}000\,18\ K^{-1}$, tedy pro $t = 100$ °C je $\Delta V = 0{,}018$,
k – zvětšení objemu z bezpečnostních důvodů, bývá $k = 1{,}6$.

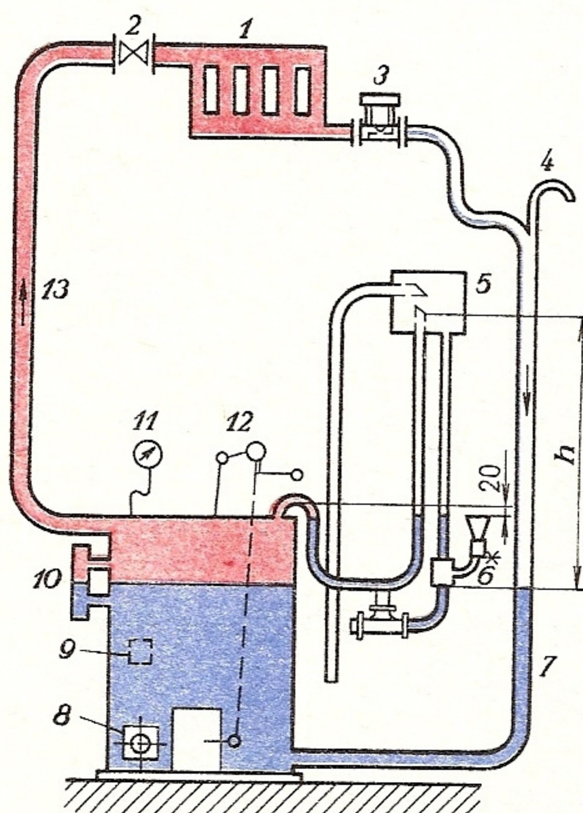
Pro regulaci vytápění jednotlivých místností je možno použít u topných těles *dvojitě regulačních kohoutů*, u nichž jedna regulace zajišťuje trvalé seřízení průtoku a druhá umožňuje běžné otevírání nebo zavírání otopného tělesa. Pro tuto dvojitou regulaci je možno použít i jiných speciálních regulačních ventilů, které samočinně udržují předem nastavenou teplotu v místnosti (*obr. 301*).

Ústřední vytápění nízkotlakou párou

Toto vytápění využívá kondenzačního tepla. Nejčastěji se vyskytuje přetlak 0,005 až 0,02 MPa, nejvýše však 0,05 MPa (*obr. 302*). Pro vysokou povrchovou teplotu otopných těles (což je z hygienického hlediska nevhodné), větší ztráty tepla v roz-



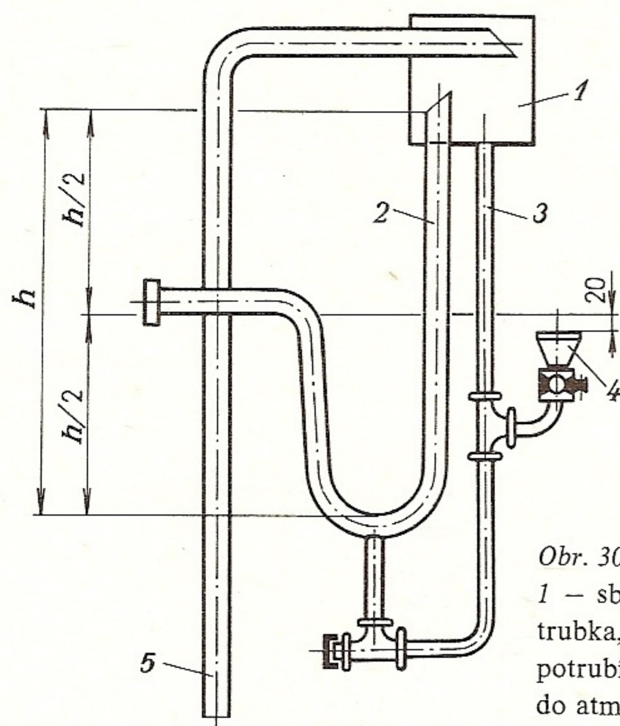
Obr. 301. Termostatický ventil
1 – regulační tlačný kroužek,
2 – opěrný kroužek, *3* – kroužek stlačující pružiny, *4* – tyčinka přenášející tlak až na ventil,
5 – kuželka ventilu, *6* – sedlo ventilu, *7* – pružiny, *8* – pryžové čidlo citlivé na zvýšení nebo snížení teploty



Obr. 302. Schéma nízkotlakého parního ústředního vytápění
h – účinná výška, *1* – otopné těleso,
2 – dvojitě regulační ventil, *3* – odváděč kondenzátu, *4* – odvzdušňovací nástavec (odchází vzduch po uvedení soustavy do provozu), *5* – tlakové pojistné zařízení,
6 – hladina vody v kotli, *7* – vratné potrubí,
8 – plnicí a vypouštěcí kohout, *9* – štítek výrobce, *10* – vodoznak, *11* – manometr,
12 – regulace topení, *13* – přívodní potrubí

váděcím potrubí, obtížnost ústřední regulace vytápění a také pro rychlejší korozi potrubí se pro běžné vytápění bytů málo používá. Se zřetelem na rychlou korozi musí být použito litinových otopných těles.

Předepsané vybavení nízkotlakého parního kotle je na *obr. 302* a v *tab. 89*.



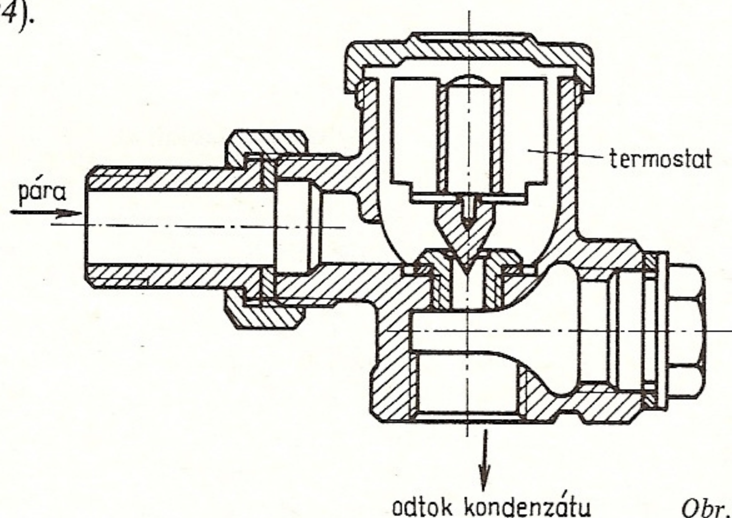
Obr. 303. Tlakové pojistné zařízení (zabezpečovací) *1* — sběrná nádoba, *2* — trubice U, *3* — vratná trubka, *4* — nálevka na vodu, *5* — výfukové potrubí (při nadměrném tlaku páry přefoukne do atmosféry)

U *tlakového pojistného zařízení* (zabezpečovacího, *obr. 303*) je nejdůležitější stanovit rozměr *h*, který se vypočítá z nejvyššího přípustného pracovního přetlaku v kotli Δp ($5 \,.\, 10^3$ až $2 \,.\, 10^4$ Pa):

$$h = \frac{\Delta p}{\varrho \cdot g},$$

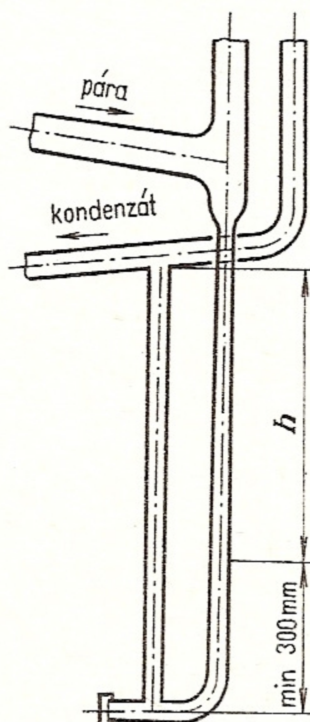
kde ϱ je hustota vody.

Velmi důležitý je u vytápění *odváděč kondenzátu*, který otevře průtok jedině po přeměně páry ve vodu. Zabraňuje tak vstupu páry do kondenzátního potrubí (*obr. 304*).



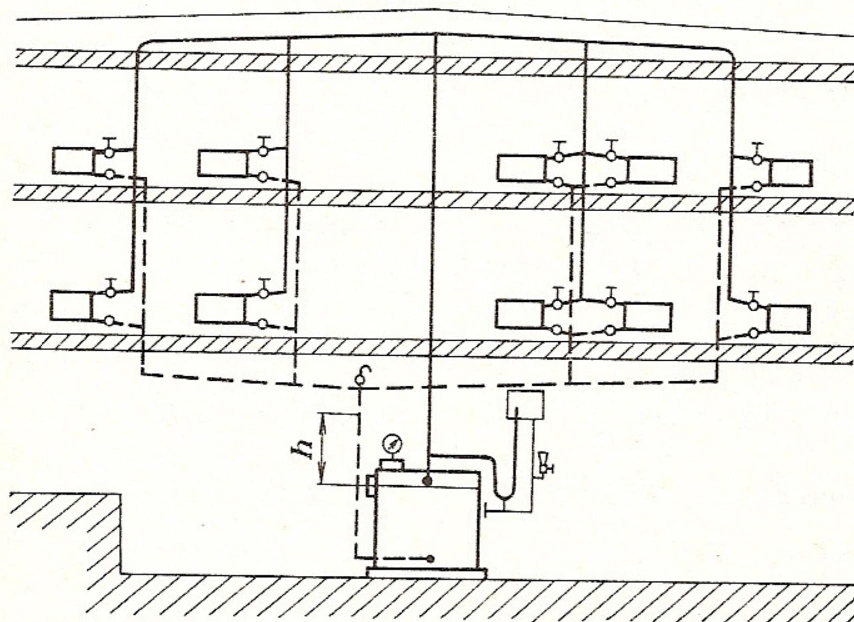
Obr. 304. Odváděč kondenzátu

Pro parní nízkotlaké kotle se doporučuje použít zvukové zařízení pro signalizaci nedostatku vody v kotli. Tam, kde by v parním vodorovném potrubí mohlo dojít ke shromažďování kondenzátu (zvláště u spodního rozvodu), zapojuje se tzv. *odvodňovací smyčka*, která jej převede do vratného kondenzátního potrubí (*obr. 305*).



Obr. 305. Odvodňovací smyčka
h – výška odpovídající nejvyššímu přetlaku v kotli

Z tohoto důvodu se nejčastěji vyskytuje u parního nízkotlakého vytápění horní rozvod (*obr. 306*).



Obr. 306. Nízkotlaké parní ústřední vytápění s horním rozvodem
h – výška odpovídající nejvyššímu přetlaku v kotli

Výpočet potrubní sítě teplovodního vytápění

Je nutno splnit 2 základní podmínky:

1. Hmotnostní průtok teplé vody Q_m musí být tak velký, aby voda při rozdílu

$$\Delta t = (90 - 70)\ °C = 20\ °C$$

přenesla potřebný tepelný tok $\dot{Q}_k$ otopnými tělesy do místnosti:

$$Q_m = \frac{\dot{Q}_k}{\Delta t \cdot c},$$

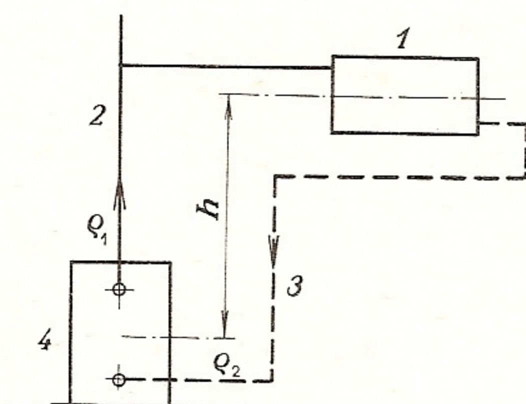
kde c je měrná tepelná kapacita vody $(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$.

2. Tento hmotnostní průtok Q_m musí protéci příslušným potrubím o průměru d:

$$Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \cdot \varrho \Rightarrow d,$$

kde v je rychlost proudění potrubím.

Pro přirozený oběh vody $v = (0{,}05$ až $1{,}0)\,m \cdot s^{-1}$, s nuceným oběhem $v = (0{,}5$ až $3)\,m \cdot s^{-1}$, ϱ je hustota vody 70 až 90 °C teplé, do výpočtu se dosazuje pro 70 °C, tedy $\varrho = 965{,}3\,kg \cdot m^{-3}$.



Obr. 307. Účinná výška u teplovodního ústředního vytápění
1 – otopné těleso, 2 – přívodní potrubí, 3 – vratné potrubí, 4 – kotel

Teplovodní vytápění s přirozeným oběhem má zajištěno stoupání teplé vody a celou cirkulaci rozdílem hustot ohřáté a ochlazené vody. Účinný vztlak (*obr. 307*):

$$\Delta p = h \cdot (\varrho_1 - \varrho_2) \cdot g,$$

kde h je výškový rozdíl mezi středem kotle a středem otopného tělesa (m),
$\varrho_1 = 977{,}8\,kg \cdot m^{-3}$, tj. hustota vody při 90 °C,
$\varrho_2 = 965{,}3\,kg \cdot m^{-3}$ při 70 °C.

Tento účinný vztlak musí stačit k překonání všech odporů v potrubí. Nepostačuje-li, je nutno zvětšit světlý průměr potrubí nebo vřadit oběhové čerpadlo.

Výpočet potrubní sítě nízkotlakého parního vytápění

Výpočet je podobný až na tyto rozdíly:

1. $$Q_m = \frac{\dot{Q}_k}{r},$$

kde Q_m je hmotnostní průtok syté páry $(kg \cdot s^{-1})$,
r – výparné teplo čili teplo uvolněné zkondenzováním páry, $r = 2{,}26 \cdot 10^6\,J \cdot kg^{-1}$,
$\dot{Q}_k$ – potřebný tepelný tok, který musí nízkotlaková pára obsahovat.

2. $$Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \cdot \varrho_s \Rightarrow d,$$

kde d je hledaný průměr potrubí (m),
v = 10 až 50 m . s^{-1}, tj. rychlost proudící páry (vyšší hodnota přísluší většímu průměru potrubí),
ϱ_s – střední hustota syté páry (ϱ_s = 0,635 kg . m^{-3}).

Vypočítaný světlý průměr potrubí se již nekontroluje na vřazené odpory, neboť pára snadno proniká do vyšších poschodí budovy. Vratné kondenzátní potrubí může mít menší průřez podle hmotnostního průtoku zkondenzované vody, která má menší objem než nízkotlaká pára, avšak protékat může jen menší rychlostí.

Výpočet otopných těles

Vychází se ze základního vztahu pro tepelný výkon tělesa:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot (t_3 - t_2),$$

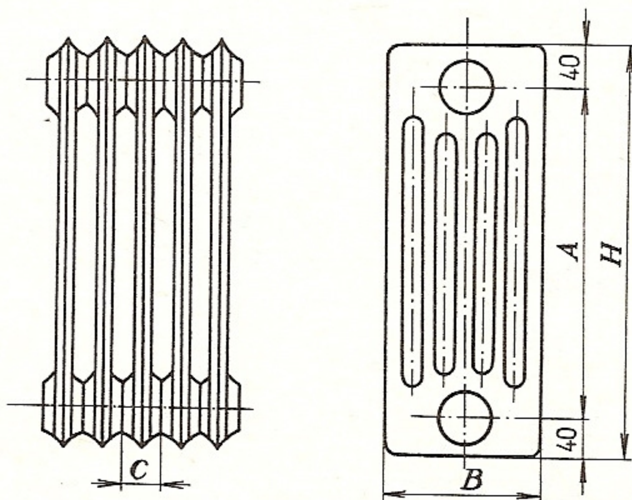
kde k je součinitel prostupu tepla plochou otopného tělesa, bývá 8 až 10 W . m^{-2} . K^{-1},
S – povrchová plocha otopného tělesa (m^2),
t_3 – střední teplota otopné vody (80 °C) nebo nízkotlaké páry (100 °C),
t_2 – požadovaná teplota v místnosti.

Praktický výpočet otopných těles je nutno provádět podle prospektů výrobce. Litinová a ocelová otopná tělesa je možno počítat podle ČSN 06 1110 nebo 06 1120, kde je z uvedeného vzorce vyčleněn tzv. měrný tepelný výkon:

$$q = k \cdot (t_3 - t_2),$$

takže je možno snadněji vypočítat potřebnou otopnou plochu tělesa, a tím i počet článků otopného tělesa.

Pro často používaná otopná tělesa Kalor (*obr. 308*) jsou hodnoty měrného tepelného výkonu pro 1 článek q_1 sestavené do tabulky, takže je možno přímo vypočítat potřebný počet článků (*tab. 90*).



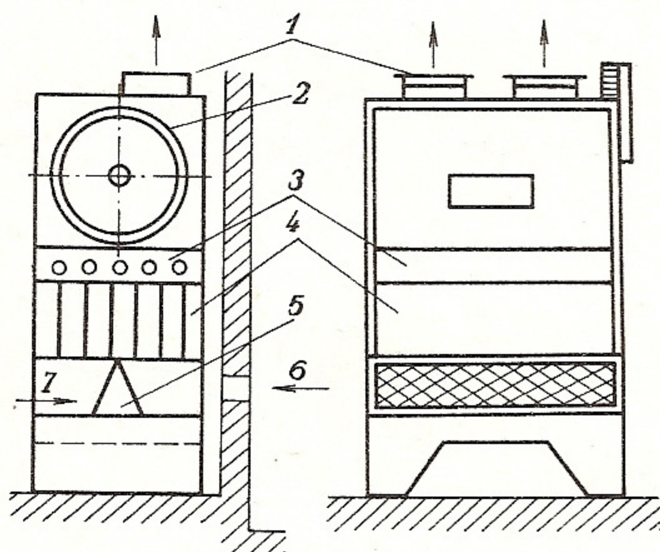
Obr. 308. Otopné těleso Kalor

Tab. 90. Tepelné výkony jednoho článku Kalor

Rozměry článku			Tepelný výkon $\dot{Q}_1$ (W) pro teplotu v místnosti t_2 (°C)					
hloubka B (mm)	výška A (mm)	šířka C (mm)	15		18		20	
70	500	60	79	114	74	108	71	105
	900	60	128	184	120	171	115	170
110	500	60	105	150	99	143	94	137
160	350	60	107	154	101	146	96	142
	500	60	143	204	134	194	128	188
	900	60	230	330	215	314	207	305
220	350	60	137	154	129	146	123	142
	500	60	187	268	175	255	167	234
	900	60	293	149	274	399	264	386
250	200	60	106	151	99	144	95	140

První hodnota platí pro vodu 80 °C, druhá pro páru 100 °C.

Podobně je nutno vycházet z prospektů výrobce při volbě *teplovzdušných podokenních souprav,* které mají v úhledně tvarované skříni kromě otopného tělesa i ventilátor k dosažení účinnějšího a rychlejšího vytápění. Výhodou této soupravy je možnost nasávat k ohřívání nejen vzduch z místnosti (tzv. cirkulační nebo sekundární vzduch), ale i čerstvý vzduch (primární) z venku. Ve skříni může být instalován i čistič vzduchu, takže se toto zařízení již velmi podobá klimatizační skříni. Nevýhodou je někdy značná hlučnost ventilátoru (*obr. 309*).



Obr. 309. Teplovzdušná podokenní souprava
1 — výstup ohřátého vzduchu, *2* — ventilátor, *3* — ohřívák vzduchu (trubky ústředního vytápění), *4* — čističe vzduchu, *5* — regulační klapka průtoku čerstvého vzduchu, *6* — regulační klapka cirkulačního vzduchu z místnosti

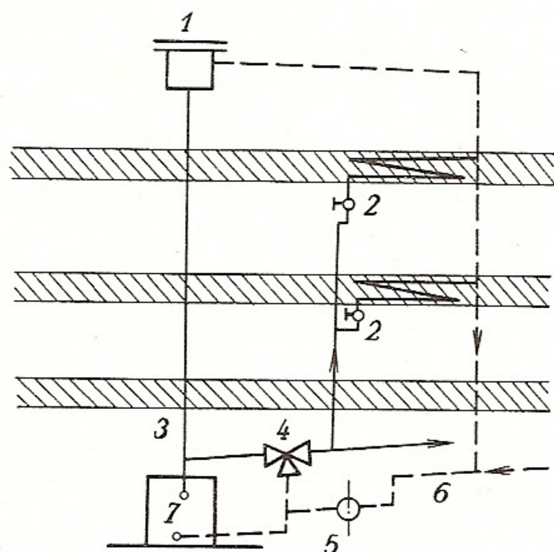
Zvláštní druhy ústředního vytápění

Nejčastější jsou tyto poměrně nákladné druhy:

1. *Teplovzdušné ústřední vytápění.* Má vždy samostatnou strojovnu, kam se při-

vádí teplonosná látka. Ventilátory se potrubím (o poměrně větších průměrech, což je nákladné) rozvádí teplý vzduch do jednotlivých místností. Výhodou je bezhlučnost ve vytápěných místnostech, rychlé vyhřátí místnosti a v letním období je možno instalovat chladicí zařízení a rozvádět ochlazený vzduch.

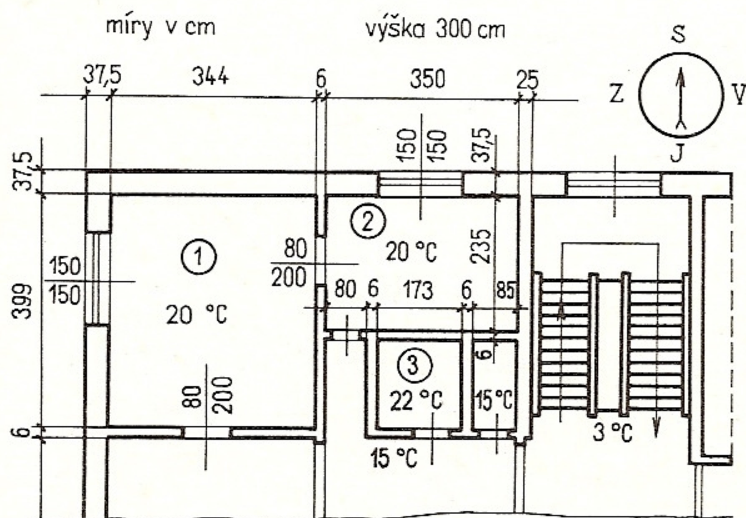
2. *Sálavé teplovodní vytápění* (velkoplošné). Je to zvláštní případ teplovodního vytápění, u něhož jsou otopná tělesa vytvořena jako hady ocelových trubek, umístěných nejčastěji ve stropě, méně často ve stěnách nebo v podlaze místnosti. Vzduch je ohříván celou sálající stěnou místnosti. Nejčastěji se dělá ústřední sálavé vytápění podle ČSN 06 0312 se zabetonovanými trubkami (*obr. 310*). Teplonosná látka mívá teplotu jen 40 až 60 °C.



Obr. 310. Velkoplošné sálavé teplovodní vytápění
1 – expanzní nádoba, *2* – uzávěry k otopné ploše ve stropě,
3 – přívodní potrubí,
4 – trojcestný ventil,
5 – čerpadlo, *6* – vratné potrubí,
7 – kotel

3. *Parní podtlakové vytápění.* Pracuje na principu nižšího bodu varu vody při sníženém tlaku (ST 1). Podtlak je udržován vývěvou v kondenzátním potrubí, což je drahé. Výhodou je nižší povrchová teplota otopných těles, což je hygienicky příznivé.

Příklad. Vypočtěte pravděpodobné ztráty (přesným výpočtem) místnosti č. 2 podle nakresleného půdorysu části domku (*obr. 311*), který se nachází v okrese



Obr. 311. Půdorys části domku

Tábor v nadmořské výšce 500 m. Pod touto místností je stejný byt a nad ní je skladiště. Dále vypočtěte potřebný počet článků otopného tělesa Kalor a určete vhodný článkový teplovodní kotel ústředního vytápění domu, který má celkový obestavěný prostor 2 000 m³, vekovní teplotu $t_1 = -18$ °C a vnitřní teplotu $t_2 = 20$ °C.

Tab. 91. Výpočet tepelných ztrát místnosti 2

Označení stěny, oken nebo dveří	S	O	V	J	J	D	St
Tloušťka stěny (mm)	375	–	250	60	60	–	–
Šířka (m)	3,5	1,5	2,35	0,85	1,73	0,8	3,5
Výška (m)	3,0	1,5	3,0	3,0	3,0	2,0	2,35
Plocha stěny (m²)	10,5	–	7,1	2,6	5,2	–	8,4
Dveře, okna (ks)	1	1	–	–	–	1	–
Plocha oken nebo dveří (m²)	2,3	2,3	–	–	–	1,6	–
Čistá plocha (m²)	8,2	2,3	7,1	2,6	5,2	1,6	8,4
k (W . m⁻² . K⁻¹)	1,05	2,5	1,25	2,0	2,0	2,3	1,1
Δt (°C)	35	35	17	5	– 2	5	30
$k . \Delta t$ (W . m⁻²)	36,8	87,5	21,2	10	– 4	11,5	33
Tepelné ztráty (W)	300	202	151	26	–21	18	277
Celková tepelná ztráta místnosti $\dot{Q} = 953$ W							

*) $\Delta t = t_2 - t_1$.

Výpočet tepelných ztrát jednotlivých stěn je uveden v *tab. 91* podle světových stran (S – sever, V – východ atd., dveří D, oken O a stropu St) ze základního vztahu:

$$\dot{Q} = k . S . (t_2 - t_1),$$

kde k se určí z *tab. 86*, S podle *obr. 311*, t_2 podle *tab. 85* a t_1 podle *obr. 298*.

Celkové vypočtené tepelné ztráty stěnami:

$$\dot{Q} = 953 \text{ W}.$$

Přirážka na nepříznivou světovou stranu a na zátop:

$$\dot{Q}_p = 0{,}2\dot{Q} = 0{,}2 . 953 \text{ W} = 191 \text{ W}.$$

Tepelné ztráty přirozeným větráním:

$$\dot{Q}_v = 0{,}25\dot{Q} = 0{,}25 . 953 \text{ W} = 238 \text{ W}.$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q} + \dot{Q}_p + \dot{Q}_v = 953 \text{ W} + 191 \text{ W} + 238 \text{ W} = 1\,382 \text{ W}.$$

Podle *obr. 308* a *tab. 90* volíme rozměr otopných těles Kalor 110 × 500 × 60, takže potřebný počet článků bude:

$$i = \frac{\dot{Q}_c}{q_1} = \frac{1\,382}{94} \doteq 15 \text{ článků}.$$

Výpočet teplovodního článkového kotle:

$$\dot{Q}_k = k_t \,.\, V \,.\, (t_2 - t_1) = 0{,}7 \,.\, 2\,000 \,.\, (20 + 18)\ \mathrm{W} = 53\,200\ \mathrm{W}$$

Potřebná výhřevná plocha kotle (*tab. 87*):

$$S = \frac{\dot{Q}_k}{q} = \frac{53\,200}{9\,300}\ \mathrm{m}^2 = 5{,}7\ \mathrm{m}^2 .$$

Potřebný průměr (světlost) potrubí:

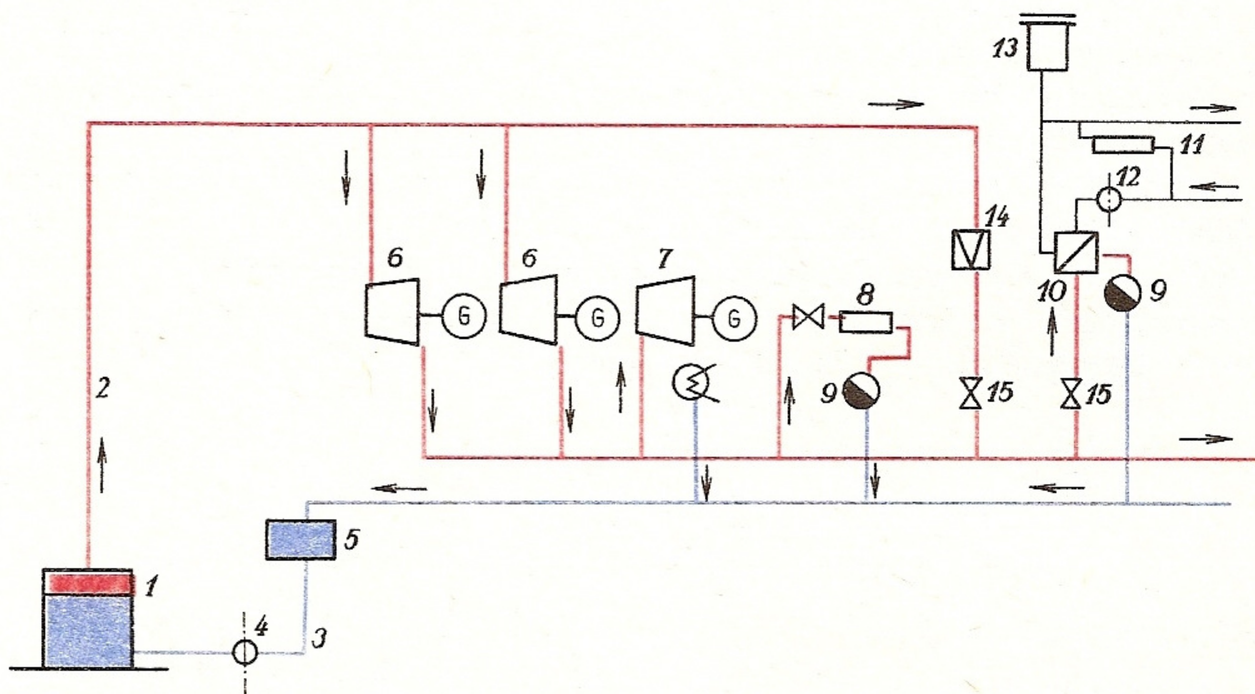
$$\frac{\pi \,.\, d^2}{4} = \frac{\dot{Q}_k}{\Delta t \,.\, c \,.\, v \,.\, \varrho} = \frac{53\,200}{20 \,.\, 4\,186 \,.\, 1 \,.\, 965{,}3}\ \mathrm{m}^2 = 0{,}000\,66\ \mathrm{m}^2 .$$

Tomu odpovídá minimální průměr potrubí $d \doteq 30$ mm.

7.1.2 Dálkové vytápění

Dálkově lze vytápět několik bloků domů nebo i celé městské čtvrti (sídliště) ze samostatného zdroje tepla (blokové kotelny, výtopny nebo teplárny), v němž bývají umístěny:

1. *horkovodní kotle* (teplota vody 110 až 200 °C s tlakem 0,3 až 1,6 MPa (ST) – zpravidla ve výtopně. Horká voda je vedena v samostatných kanálech do jednotlivých domů, kde jsou výměníky tepla, aby se nesměšovala horká voda z kotlů s teplou vodou na vytápění bytů;



Obr. 312. Schéma teplárny
1 – parní kotle, *2* – přívodní potrubí, *3* – vratné potrubí, *4* – čerpadlo, *5* – sběrač kondenzátu, *6* – protitlaké parní turbíny, *7* – kondenzační turbína, *8* – technologické využití páry ve výrobě, *9* – odváděč kondenzátu, *10* – výměník tepla pro samostatný teplovodní okruh, *11* – expanzní nádoba, *12* – nucený oběh čerpadlem, *13* – expanzní nádoba, *14* – parní redukční stanice k regulaci potřebného průtoku páry pro technologické účely ve výrobě, *15* – uzavírací ventily

2. *parní kotle*, které rozdělujeme na středotlaké (tlak 0,15 až 2,5 MPa) a na kotle s vyššími tlaky (nad 2,5 až 6,5 MPa), viz též str. 337. Tyto kotle bývají umístěny v *parních výtopnách* (odkud se pára vede do výměníkových stanic v domech s odváděčem kondenzátu. Od výměníku vede v každém domě samostatný teplovodní okruh k vlastnímu vytápění, podobně jako u horkovodních kotlů) nebo jsou v *teplárnách*, kde nejvyšší tlak páry bývá využit k výrobě elektrické energie a dále je pára využívána různým způsobem k vytápění (*obr. 312*).

Při určování typu dálkového vytápění je nutno propočítat prokazatelnou výslednou hospodárnou účinnost, neboť jde vždy o vysoké investiční náklady. Výhodou tohoto tzv. *centralizovaného zásobování teplem* (podle ČSN 38 3350) je lepší využití méněhodnotných paliv, možnost využití páry k technologickým účelům v průmyslu, k výrobě elektřiny, možnost automatizace provozu.

V perspektivních plánech našeho národního hospodářství se počítá s neustálým rozšiřováním centralizovaného zásobování teplem ať už ve velkých výtopnách, nebo v teplárnách, popř. s využitím odpadního tepla v sekundárním okruhu atomových elektráren.

7.2 Větrání a klimatizace

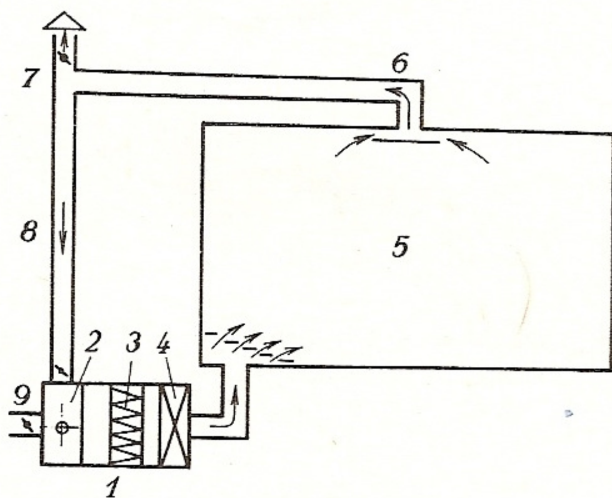
Větrání je výměna opotřebovaného vzduchu v místnostech nebo hale za čerstvý vzduch z venkovního prostředí. Rozeznáváme:

přirozené větrání (infiltrace), které vzniká pronikáním venkovního vzduchu netěsnostmi (hlavně oken a dveří);

samočinné větrání (aerace), které vzniká pronikáním venkovního vzduchu do místnosti zvláštními větracími otvory;

nucené větrání (umělé), používané tehdy, kdy se vyžaduje intenzívní výměna vzduchu. Zajišťuje ji větrací zařízení s ventilátorem.

Nejjednodušší je podtlakové větrání s ventilátorem ve stropě nebo častěji pod stropem místnosti; čerstvý vzduch potom proudí do místnosti zvláštními otvory na spodní straně stěn (sály kin, divadel apod.).



Obr. 313. Přetlakové větrání
1 — větrací soustrojí, *2* — ventilátor, *3* — čistič vzduchu, *4* — ohřívání nebo chlazení, popř. vlhčení vzduchu, *5* — větraná místnost, *6* — odpadní vzduch, *7* — regulace vypouštění odpadního vzduchu, *8* — návrat odpadního vzduchu do větracího soustrojí, *9* — regulace vstupu čerstvého vzduchu

Přetlakové větrání je výhodnější, neboť ventilátory vhánějí do místnosti čerstvý vzduch, který je možno navíc ještě upravovat (čistit přes filtry, vlhčit, ohřívat nebo chladit). Toto větrání se již vlastně podobá klimatizaci. Odpadní vzduch se odvádí do venkovního prostředí nebo do vedlejších místností, chodeb apod. (*obr. 313*).

Proudění vzduchu v pracovní oblasti nemá být vyšší než 0,2 až 0,3 m . s^{-1}. Průtok čerstvého vzduchu je stanoven hygienickými požadavky, a to 20 až 70 m^3 . h^{-1} na osobu podle charakteru a účelu místnosti (nižší hodnota tam, kde se nekouří).

Klimatizace je úplná úprava vzduchu ve strojním zařízení. Upravuje se:

teplota vzduchu (v zimě ohřívání, v létě ochlazování),

čistota vzduchu (odstranění prachu, pachů a choroboplodných zárodků ze vzduchu prostřednictvím různých čističů),

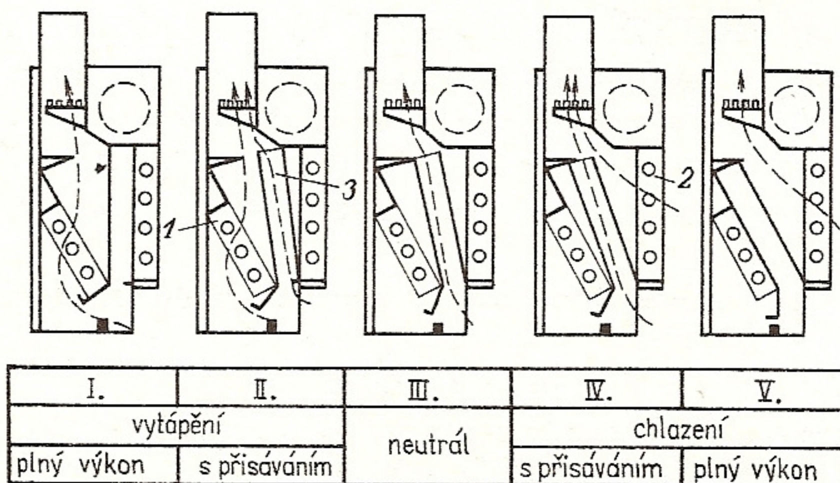
vlhkost vzduchu použitím zvlhčovacího zařízení, které zajišťuje rozprašování vody nebo přidávání páry do upravovaného vzduchu.

Takto upravený vzduch se přivádí do laboratorních místností, do oddělení technických kontrol průmyslových závodů, transfúzních stanic, operačních sálů apod.

Klimatizační zařízení rozdělujeme takto:

1. *Nízkotlaké* (do tlaku asi 100 Pa) s rychlostí proudění upraveného vzduchu v místnosti do 1 m . s^{-1}. Rozvodné potrubí má dost velký průměr, takže je nákladné a náročné na prostor úpravny vzduchu. V hlavní větvi rozvodu bývá rychlost vzduchu 6 až 8 m . s^{-1}, v odbočkách kolem 3 m . s^{-1}. Zařízení na *obr. 313* má v prostoru větracího soustrojí všechna potřebná zařízení (ohřívání, chlazení, čištění a vlhčení vzduchu).

2. *Vysokotlaké* s vyšší rychlostí vzduchu (10 až 20 m . s^{-1}) a tlaku až 2 000 Pa. Výhodou je úspora nákladů na potrubí (menší průměr); používá se hlavně u výškových budov. Centrální strojovna je umístěna v samostatné místnosti a zpracovává jen čerstvý vzduch (primární), který se zde čistí a vlhčí. Do klimatizovaných místností se tento vzduch přivádí přes tzv. *indukční jednotky*, kde se teprve ohřívá nebo ochlazuje a podle potřeby se mísí se sekundárním vzduchem (indukovaným) z místnosti. Průtok vzduchu se reguluje klapkou (*obr. 314*).

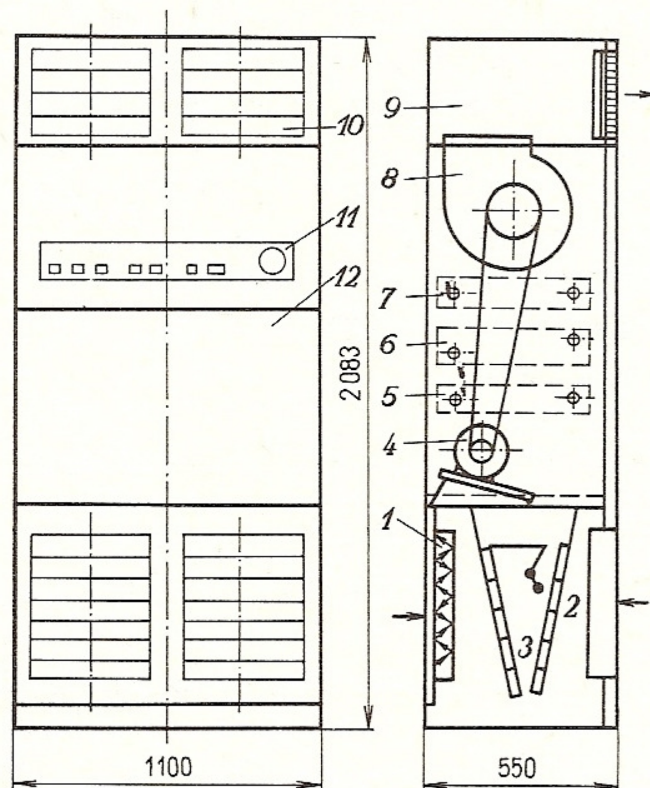


I.	II.	III.	IV.	V.
vytápění		neutrál	chlazení	
plný výkon	s přisáváním		s přisáváním	plný výkon

Obr. 314. Indukční jednotka

1 – ohřívání upraveného vzduchu, *2* – chlazení, *3* – regulační klapka

3. *Decentralizované* ve tvaru skříní; umísťuje se přímo v klimatizovaných místnostech. Odpadá nákladné potrubí pro rozvod upraveného vzduchu od centrálního zařízení (provedení je mnohem levnější). Těchto klimatizačních skříní se již vyrábí několik typů pro různé účely, např. okenní klimatizační jednotky, podokenní klimatizační skříně, stavebnicové klimatizační jednotky. Také se vyrábějí speciální *klimatizační skříně* do horkých provozů (hutě), např. pro kabiny obsluhy jeřábů (*obr. 315*).



Obr. 315. Klimatizační skříň
1 — vstup čerstvého vzduchu,
2 — vstup sekundárního vzduchu,
3 — čističe měnící svou polohu a regulující průtok čerstvého a sekundárního vzduchu,
4 — elektromotor, *5* — vlhčení,
6 — chlazení, *7* — ohřívání,
8 — ventilátor, *9* — výstupní komora, *10* — žaluzie,
11 — ovládací panel, *12* — kryt komory úpravy vzduchu

7.3 Průmyslové sušení

Průmyslové sušení představuje velmi důležitý článek našeho národního hospodářství. Jako zdrojů tepla se i zde používá stejných zařízení a teplonosných látek jako u ústředního vytápění. Moderní technologické procesy, zvláště v textilním, chemickém a potravinářském průmyslu, při zpracování dřeva, úpravě a zpracování zemědělských produktů, vyžadují velká a výkonná sušicí zařízení — sušárny.

Úkolem sušení je snížit podstatně obsah kapaliny (nejčastěji vody) v důležitých surovinách, potravinách a chemikáliích, aniž by se změnilo jejich chemické složení. Sušením se dosáhne:

zlepšení mechanických a tepelných vlastností materiálu (u dřeva, keramiky, izolačních materiálů apod.),

zvýšení výhřevnosti a zlepšení spalování (u paliv),

zlepšení konzervačních schopností (u potravinářských a zemědělských výrobků).

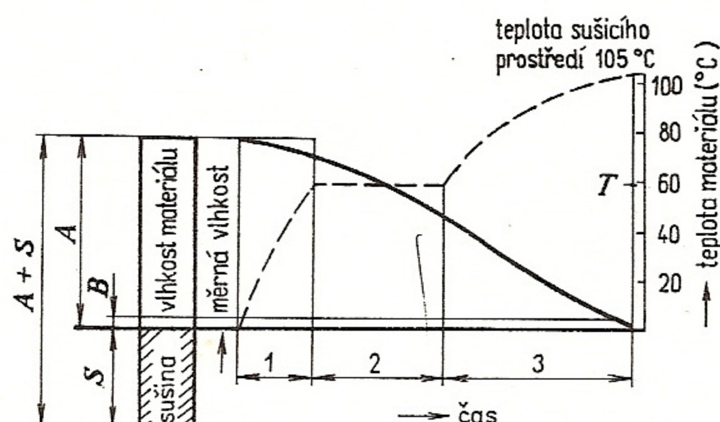
Nejdůležitější pojmy v sušárenství:

Sušina je látka vysušená při konstantní teplotě (obvykle 105 °C).

Skelet materiálu je absolutně vysušený materiál; v praxi nemá příliš velký význam.

Vlhkost rovnovážná je stejná vlhkost materiálu jako v okolním prostředí.

Průběh sušení je možno znázornit graficky (*obr. 316*). V oblasti *3* neproběhne vysušování až do konce (až na skelet materiálu), ale ukončí se při vlhkosti *B*. Zbytek vlhkosti zůstává již v materiálu.



Obr. 316. Schéma sušení
1 – oblast ohřívání materiálu, *2* – oblast nejvýhodnější teploty materiálu při sušení, *3* – oblast dosušování materiálu a zvyšování jeho teploty

Nejčastěji používané sušicí prostředí je teplý vzduch; takové sušárny nazýváme teplovzdušné. Nejčastěji používaný provozní tlak bývá stálý neměnný tlak, a to převážně atmosférický. Výjimečně se používá vakuové sušení, a to zvláště tehdy, je-li nutno vysušovat při nižší teplotě než 100 °C, aby se materiál (např. potraviny) neznehodnotil. Méně časté je tlakové sušení, u něhož má sušicí prostředí přetlak 0,4 až 0,8 MPa (výjimečně až 1,2 MPa), čímž se zvýší množství přiváděného tepla a sušení se urychlí.

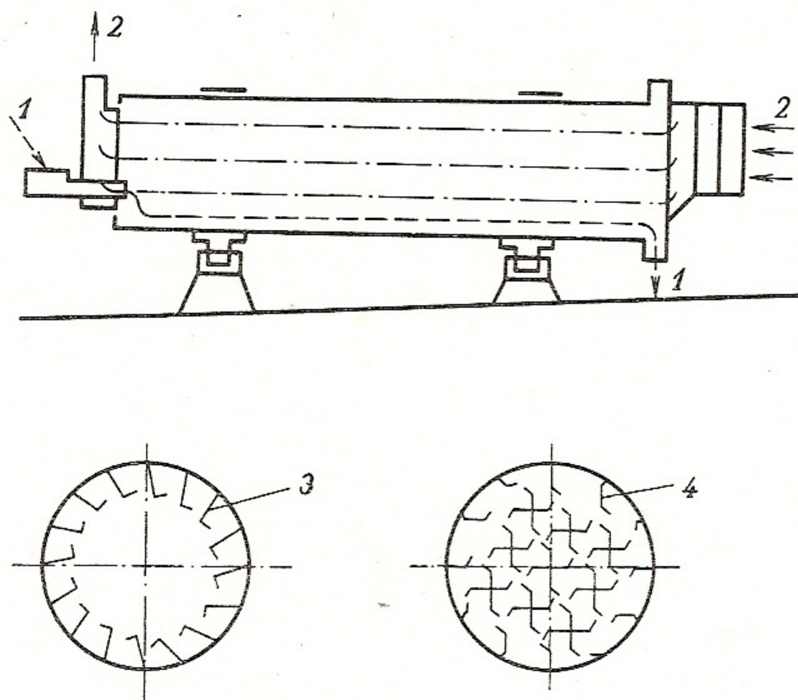
Podle způsobu sušení rozeznáváme několik typů sušáren (*tab. 92*), jejichž schéma může mít různé konstrukční uspořádání (*obr. 317* až *319*).

Sušárenství a výroba sušicích zařízení je mladý obor nejen u nás, ale i ve světě, a nabývá stále většího významu.

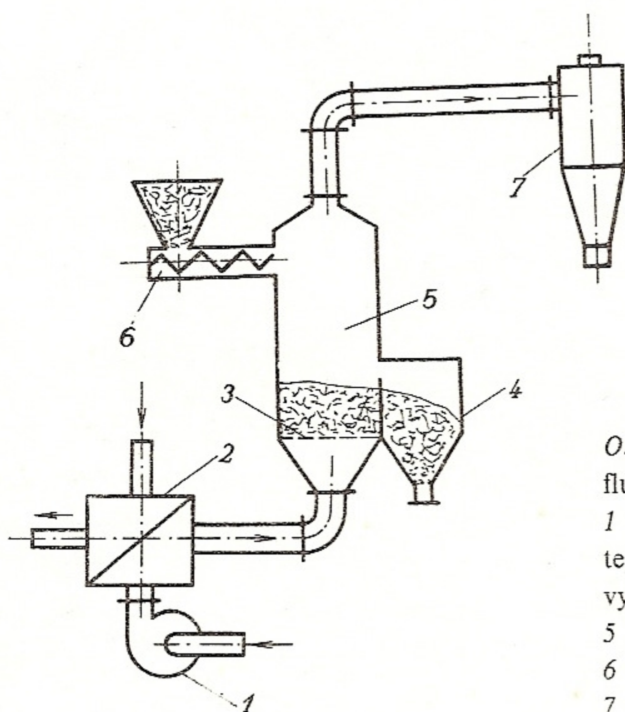
Tab. 92. Rozdělení sušáren podle způsobu sušení

Sušárna	Způsob sušení	Výhody	Použití
Konvekční	Materiál v sušicím prostředí přebírá teplo	Rovnoměrné a plynulé sušení za přiměřené teploty	Drobný, zrnitý a sypký materiál
S radiací čili sáláním	Infražárovkami	Velká intenzita přestupu tepla, 30 × výkonnější než konvekční sušárna	Nátěry (karosérie automobilů), papír, textil
S vysokofrekvenčním polem	Teplo vzniká uvnitř materiálu	Stejnoměrné vysušení materiálu	Materiály větších tloušťěk, dřevo, cívky, slévárenská jádra
S kontaktním přívodem tepla	Vysoušený materiál se dotýká topného povrchu	Rychlé kontinuální vysušování tenkých vrstev	Tekutý nebo těstovitý materiál

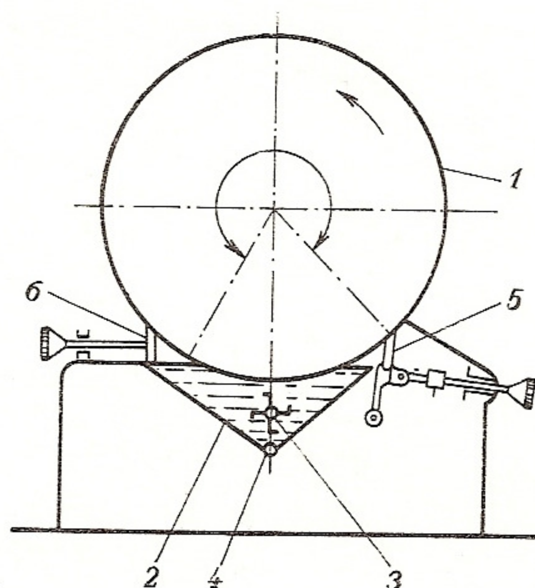
Výrobou sušicích zařízení se u nás zabývá mnoho národních podniků, a to Vzduchotechnika Nové Mesto nad Váhom, Totex Chrastava, Továrny mlýnských strojů Pardubice, Kovofiniš Ledeč nad Sázavou, Přerovské strojírny Přerov atd.



Obr. 317. Schéma protiproudé bubnové konvekční sušárny
1 – tok materiálu, *2* – proudění sušicího prostředí, *3* – zdvihací vložky v bubnu, *4* – křížové vložky v bubnu



Obr. 318. Schéma konvekční fluidizační sušárny
1 – ventilátor, *2* – výměník tepla, *3* – rošt, *4* – zásobník vysušeného materiálu,
5 – fluidizační sušárna,
6 – podávač vlhkého materiálu,
7 – odvod sušicího prostředí



Obr. 319. Schéma kontaktního sušení s vyhřívaným brodicím válcem
1 – vyhřívaný válec, *2* – nádoba s tekutou emulzí, *3* – rozviřovací šnek, *4* – odtok emulze k další recirkulaci, *5* – regulátor tloušťky vrstvy, *6* – seškrabovací nože

7.4 Provoz a údržba zařízení technické úpravy prostředí

Provoz a údržba těchto zařízení (tj. vytápění, větrání, klimatizace a průmyslové sušení) jsou závislé na jejich složitosti a řídí se podle zásad uvedených v příslušné kapitole (např. u ventilátoru, čerpadla, parních generátorů, u rozvodu potrubí). Mimořádnou pozornost je však nutno věnovat provozu a údržbě kotlů pro vytápění (ČSN 06 0830 Ústřední vytápění – obsluha, provoz a bezpečnost).

Ze všech typů ústředního vytápění se nejčastěji používá a také je nejbezpečnější teplovodní ústřední vytápění. Teplota vody nepřesahuje zpravidla 95 °C (ve vyšších budovách maximálně 110 °C se zřetelem na výše umístěnou expanzní nádobu). Každý topič obsluhující kotel ústředního vytápění musí absolvovat kurs a zkoušky z obsluhy těchto kotlů podle směrnice 35/1976 Sb. částka 6.

Hlavní úkoly topiče:

1. *Teplovodní vytápění* (srovnej s *tab. 89*):

a) sledovat teplotu vody na teploměru, kde nejvyšší je vyznačena červeně;

b) sledovat manometr výšky vody, cejchovaný zpravidla v kPa, s červeným označením maximálního tlaku. Vodu doplňovat z vodovodu připojením pryžové hadice na kohout ve spodní části kotle;

c) kontrolovat expanzní nádrž, zda je tepelná izolace v pořádku, aby nedošlo k zamrznutí;

d) před uvedením zařízení do provozu je nutno nejprve zjistit netěsnosti v celém potrubí a zkontrolovat odvzdušňovací ventily na otopných tělesech.

2. *Nízkotlaké parní vytápění* (srovnej *tab. 89*):

a) kontrolovat vodoznak, aby v kotli byl správný objem vody;

b) kontrolovat tlak páry, aby nepřekročil přípustnou mez (i přes zabezpečovací tlakové zařízení);

c) kontrolovat zabezpečovací zařízení, např. zda je správně naplněno vodou;

d) netěsnosti lze snadno zjistit (profukuje pára).

3. *Sálavé teplovodní velkoplošné vytápění* je velmi náročné na obsluhu zvláště po dlouhé provozní přestávce. Teplota vody musí být mírně zvyšována po několik dní, než se dosáhne předepsané teploty v místnosti.

U všech kotlů ústředního vytápění musí být na zadní stěně izolačního pláště *štítek* s těmito údaji: výrobce, typ kotle, nejvyšší pracovní přetlak, výhřevná plocha, rok výroby, číslo výrobku.

Tab. 93. Zařízení důležitá pro technickou úpravu prostředí

Zařízení	Výrobce	Hlavní údaje (podle štítku výrobce)
Teplovodní, horkovodní nebo parní kotel	Železárny a drátovny, n. p., Bohumín (článkové kotle) Slatina, n. p., Brno Vihorlat, n. p., Snina ČKD Dukla Praha *)	1. tepelný výkon (kW), 2. jmenovitý tlak (MPa), 3. jmenovitá teplota (°C), 4. použité palivo, 5. výhřevná plocha, 6. prostor na vnější rozměry kotle
Ventilátor	Závody na výrobu vzduchotechnických zařízení, n. p., Milevsko (závod Prachatice) Vzduchotechnika, n. p., Nové Mesto nad Váhom	1. objemový průtok vzduchu, 2. celkový tlak ventilátoru, 3. teplota a vlhkost vzduchu, 4. uspořádání ventilátoru a směr otáčení, 5. údaje pro určení elektromotoru podle ČSN 35 0003
Klimatizační zařízení	Liberecké vzduchotechnické závody, n. p., Liberec Janka, n. p., Radotín (Praha) Vzduchotechnika, n. p., Nové Mesto nad Váhom Závody na výrobu vzduchotechnických zařízení, n. p., Milevsko Calex, n. p., Zlaté Moravce Družstvo Zlatník, Ostrava	1. určení prostředí (teplota, vlhkost, prašnost, baktérie), 2. objem klimatizované místnosti a časová výměna vzduchu, 3. rozměry pro možnosti umístění všech potřebných zařízení, 4. nutná bližší konzultace s výrobcem o dalších podrobnostech
Čerpadlo	Sigma, n. p., Olomouc	1. objemový průtok vody, 2. přetlak vody (z toho tlak na sací straně), 3. teplota a kvalita vody, 4. rozměry vstupu a výstupu vody, 5. určení elektromotoru podle ČSN 35 0003
Výměníky tepla	1. Brněnská strojírna, Závody Klementa Gottwalda, n. p., Brno Ocelové konstrukce, Žilina ZVÚ, n. p., Hradec Králové	1. tlak a teplota v plášti a trubkách, 2. pracovní prostředí tamtéž, 3. objem plášťového prostoru, 4. výhřevná plocha
Otopná tělesa	Železárny a drátovny, n. p., Bohumín Dakon, Krnov Kovopodnik, Plzeň Komex, Praha-západ	1. pro parní vytápění jen litinová, 2. pro teplovodní i ocelová (životnost 10 až 15 let), 3. rozměry a výpočet podle prospektů výrobce

*) Dále různé městské a okresní kovopodniky (Nymburk, Plzeň, Brno, Krnov atd.).

Smontované *článkové kotle* pro pracovní přetlak do 0,25 MPa se zkoušejí vodou o přetlaku 0,6 MPa. Pro pracovní přetlak větší než 0,25 MPa až 0,4 MPa se zkoušejí vodou o přetlaku 0,8 MPa. Pokyny pro montáž jsou uvedeny v ČSN 07 0250.

V kotelně musí být *dvě únikové cesty* a zařízení na odčerpávání vody, nemá-li kanalizace dostatečný spád. Ke každému parnímu kotli přísluší *revizní kniha* podle ČSN 07 0623.

Pro provoz *klimatizačních zařízení* včetně souprav a skříní platí velmi přísné bezpečnostní předpisy, které jsou vždy uvedeny v prospektu výrobce.

Jako nejdůležitější je možno uvést:

souprava musí být umístěna jen v obyčejném prostředí podle ČSN 34 0070, kde se nepracuje s hořlavými kapalinami, plyny nebo prachy;

souprava nemůže být ponechána delší dobu bez dohledu, v dosažitelné blízkosti musí být ruční hasicí přístroj.

7.4.1 Průmysl technické úpravy prostředí v ČSSR

Důležité části zařízení pro technickou úpravu prostředí a hlavní výrobci v ČSSR jsou v *tab. 93*. Výrobci chladicích a sušicích zařízení jsou uvedeni v příslušných kapitolách.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Vypočítejte tepelné ztráty místnosti č. 1 podle *obr. 311* a určete vhodné otopné těleso Kalor podle *tab. 90*.
2. Vypočítejte celkové tepelné ztráty včetně ohřívání teplé vody, a tím i potřebný tepelný výkon článkového kotle teplovodního ústředního vytápění vašeho bytu nebo domku. Zároveň určete otopná tělesa Kalor do všech místností a vypočtěte světlost potrubí.
3. Vyhledejte ve ST měrný objem vody při bodu varu a páry na mezi sytosti při stejném tlaku. Určete kolikrát má pára větší objem než voda při stejné teplotě a tlaku.
4. Kolik osob musí být umístěno při těžké fyzické práci v místnosti, která má tepelné ztráty 1 500 W, aby byla udržena stálá teplota místnosti bez vytápění a větrání – jen produkcí tepla pracujících lidí v místnosti?
5. Nakreslete schéma bezpečnostního zařízení teplovodního a nízkotlakého parního vytápění a určete jejich rozměry.
6. Jaký podtlak musí být udržován v podtlakovém parním vytápění nebo v podtlakovém sušicím zařízení, má-li být dosahováno teploty nejvýše 70 °C?
7. Nakreslete schéma rozvodu dálkového vytápění s parní výtopnou.
8. Jaký je rozdíl mezi klimatizační skříní, indukční klapkovou jednotkou a teplovzdušnou podokenní soupravou? Nakreslete schéma těchto zařízení.
9. Jaké výhody má vysokotlaké klimatizační zařízení proti nízkotlakému?
10. Jakou vlhkost má skelet materiálu a jakou má sušina?
11. Jak je možno zkontrolovat úplné naplnění celé soustavy teplovodního ústředního vytápění vodou?
12. Jak se projeví pokles vody v soustavě ústředního vytápění?
13. Které přístroje musí sledovat obsluha ústředního vytápění?
14. Jak dlouho bude vytékat voda z kotle typu VSB IV, jehož výška je 1 550 mm, objem vody 1 200 l, je-li výtok z kotle o průměru 20 mm?
15. Jaké jsou charakteristické údaje kotlů ústředního vytápění?
16. O kolik je vyšší tlak vody při zkoušení článkového kotle proti provoznímu?
17. Jaký bude vývoj ve vytápění měst a sídlišť v perspektivních plánech našeho národního hospodářství?

7.5 Strojní chlazení

Úkolem strojního chlazení je snížit ve vybraném prostředí teplotu pod teplotu okolí. Ochlazování látek a předmětů má velký význam ve všech oborech lidské činnosti (*tab. 94*). Podstatou strojního chlazení je známý úkaz z termomechaniky, že každá kapalina při přeměně v páru (rozpínáním čili expanzí) spotřebuje značné množství tepla, které odnímá svému okolí. Tím se dosáhne i značného ochlazení předmětů podle potřeby průmyslu, služeb nebo domácnosti.

Tab. 94. Využití chladicích zařízení

Chemický průmysl	Potravinářský průmysl	Zdravotnictví	Stavebnictví
umělý kaučuk, umělá vlákna, plasty, čpavek, kyslík, výroba léčiv	výroba ledu, mražené krémy, čokoláda, výroba piva, mražené ovoce	transfúzní stanice, výroba a úchova léků, v nemocnicích	klimatizace, zmrazení vlhkých hmot při stavbě tunelů, betonové hráze

Obchod a služby	Výzkumné ústavy	Strojírenství
chladicí pulty, mražená zelenina a ovoce, úschova potravin, restaurace a jídelny	polární podmínky, podmínky ve vysokých výškách, laboratoře všeho druhu, odolnost osiv v zemědělství	výzkum materiálů, kalení a zušlechťování ocelí, tlakové spojování součástí, přesná měřidla

7.5.1 Chladiva a solanky

Kapaliny, které při své přeměně v páru odnímají teplo svému okolí, se nazývají *chladiva.* Nejčastěji se používají kapaliny, které mají velké výparné teplo a nízký bod varu. Voda není vhodná, protože má vysoký bod varu.

Chladivo má mít tyto vlastnosti:

bod varu za atmosférického tlaku musí být pod 0 °C,

páry chladiva lze snadno zkapalnit při teplotě kolem 25 °C,

velké výparné teplo (aby nebylo třeba velkého množství chladiva),

nesmí narušovat materiál chladicího zařízení,

musí být nehořlavé, nejedovaté a pokud možno levné.

Všem těmto podmínkám vyhovuje CO_2 a freon (ST 1). Přehled nejpoužívanějších chladiv je v *tab. 95.*

Chladicí zařízení, kde je chlazený prostor umístěn přímo ve výparníku, se nazývá přímé chlazení. Je-li však třeba zajistit chlazení na větší vzdálenost od chladicího zařízení, nebo je-li nutno z ochranných důvodů zabránit možnému úniku chladiva k ochlazeným látkám nebo předmětům, použije se nepřímé chlazení další kapalinou, tzv. *solankou.* Ta se čerpá potrubím a přenáší chlad na místo určení.

Solanka je tedy teplonosná látka, která zůstává tekutá i při nízkých teplotách pod bodem mrazu a při oběhu nemění své skupenství. Nejčastěji se používá roztoku vody a některé soli – např. $CaCl_2$, který tuhne až při teplotě –55 °C. Tam, kde jde o teploty těsně nad bodem mrazu (klimatizace), lze jako solanku použít i vodu. Pro velmi nízké teploty je vhodný propylenglykol, methanol apod.

Tab. 95. Nejpoužívanější chladiva

Číselné označení	Název	Chemický vzorec	Teplota varu při atmosférickém tlaku (°C)
	Voda	H_2O	+100,00
R 717	Čpavek	NH_3	– 33,35
R 704	Oxid uhličitý	CO_2	– 78,52
R 764	Oxid siřičitý	SO_2	– 10,02
	Methan	CH_4	–161,50
R 40	Methylchlorid	CH_3Cl	– 24,00
R 170	Ethan	C_2H_6	– 88,63
R 1150	Ethylen	C_2H_4	–103,50
R 290	Propan	C_3H_8	– 42,50
R 1270	Propylen	C_3H_6	– 47,70
R 11	Trichlortrifluormethan	CCl_3F_3	+ 23,70
R 12	Dichlordifluormethan	CCl_2F_2	– 29,80
R 13	Monochlortrifluormethan	$CClF_3$	– 81,50

7.5.2 Přímé a nepřímé strojní chlazení

Pomineme-li odebírání tepla z okolí, např. při tání ledu nebo využitím termoelektrického úkazu používaného převážně jen v laboratorních podmínkách, používají se pro strojní chlazení tyto nejdůležitější způsoby:

kompresní chladicí oběh – může být použito jakéhokoliv typu kompresoru,

absorpční chladicí oběh – chladivo je pohlcováno do jiné látky a teplem je z ní vypuzováno do chladicího oběhu.

Kompresní chladicí oběh s přímým chlazením (*obr. 320*) má tyto výhody:

a) menší teplotní rozdíl mezi chladivem ve výparníku a chlazenou látkou,

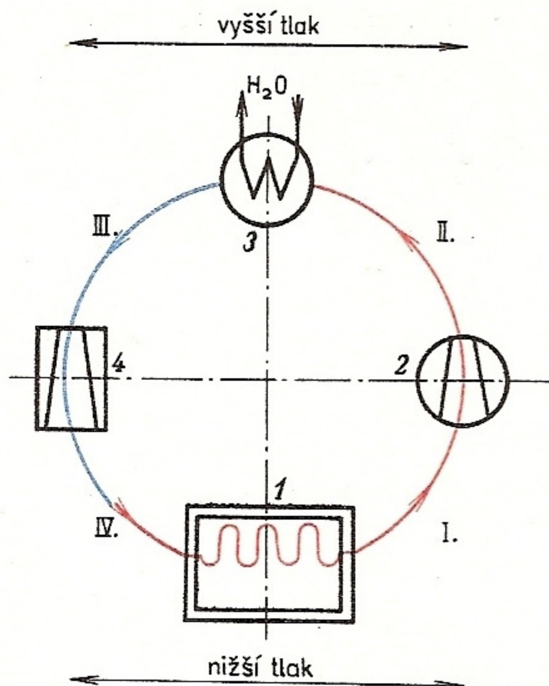
b) nižší spotřeba elektrické energie,

c) menší celkové pořizovací náklady.

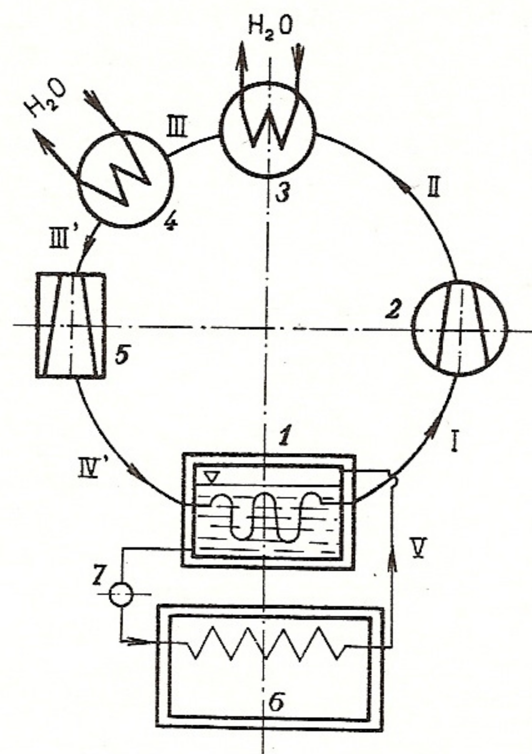
Kompresní chladicí oběh s nepřímým chlazením (*obr. 321*) má tyto výhody:

a) při poškození výparníku se neznehodnotí chlazené předměty, které jsou uloženy v jiném prostoru,

b) strojní zařízení může být umístěno kdekoliv a může sloužit pro několik spotřebitelů (mrazírny zeleniny a zimní stadión).



Obr. 320. Schéma kompresního chladicího oběhu s přímým chlazením
1 — výparník, *2* — kompresor,
3 — kondenzátor (zkapalňovač), *4* — regulační (škrticí) ventil;
I — páry chladiva o nízkém tlaku, *II* — páry chladiva o vyšším tlaku, *III* — kapalné chladivo o vyšším tlaku, *IV* — kapalné chladivo s příměsí par o nižším tlaku. Tyto stavy odpovídají diagramu na *obr. 322*



Obr. 321. Schéma kompresního chladicího oběhu s podchlazovačem pro nepřímé chlazení
1 — výparník, *2* — kompresor,
3 — kondenzátor, *4* — podchlazovač (dochlazovač), *5* — regulační (škrticí) ventil,
6 — chladič (box anebo prostor chlazený solankou), *7* — čerpadlo;
I — páry chladiva o nízkém tlaku, *II* — páry chladiva o vyšším tlaku, *III* — kapalné chladivo o vyšším tlaku, *III'* — navíc ochlazené kapalné chladivo o vyšším tlaku, *IV* — kapalné chladivo s menší příměsí par o nižším tlaku, *V* — solanka.
Srovnej s diagramem na *obr. 322*

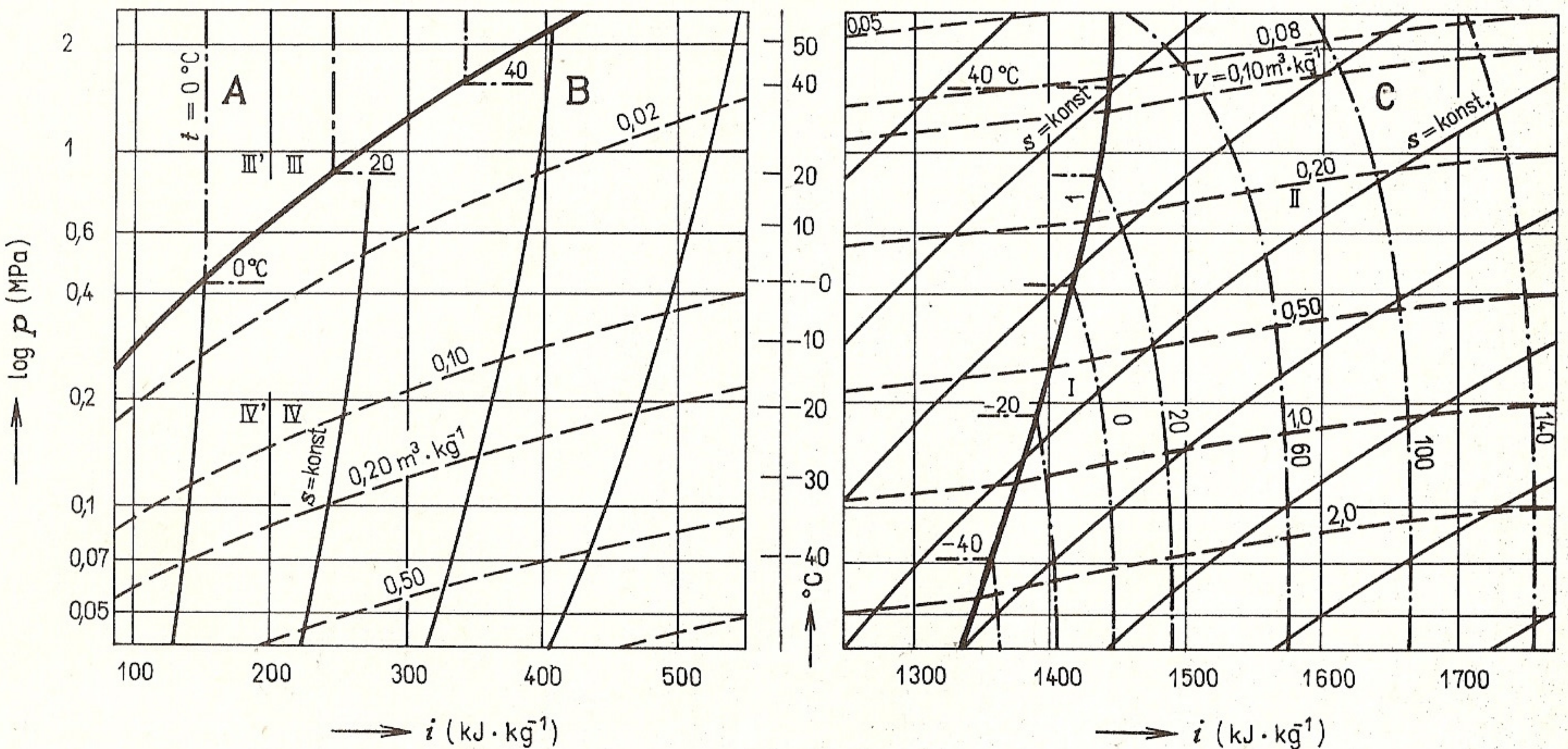
Oba kompresní chladicí oběhy (*obr. 320* a *321*) odpovídají průběhu v diagramu $i - \log p$ pro čpavek (*obr. 322*), což je nejčastější uspořádání tepelného diagramu. Pro jiná chladiva jsou tepelné diagramy v ČSN 14 0612. Podle těchto diagramů lze zlepšit účinnost chladicího zařízení takto:

a) dvoustupňovým stlačováním kompresorem,
b) dvoustupňovým škrcením,
c) zařízením s podchlazovačem — dochlazovačem (*obr. 321*).

Výpočet kompresního chladicího oběhu

Základní hodnoty lze určit z diagramu nebo vypočítat (*obr. 322*):
množství tepla odvedené v kondenzátoru q_k (čára *2–3*) (vztaženo na 1 kg chladiva):

$$q_k = i_2 - i_3 \;;$$



Obr. 322. Kompresní chladicí oběh pro čpavek v diagramu *i*–log *p*

1 až *2* – komprese, *2* až *3* – ochlazování a zkapalňování, *3* až *3'* – podchlazování (dochlazování), *3* až *4* (*3* až *4'*) – expanze směsi kapaliny a par; *A* – oblast kapalného čpavku, *B* – oblast mokré páry čpavku, *C* – oblast par čpavku

přivedené teplo ve výparníku (*4–1*) vypařováním kapalného čpavku, tzv. hmotnostní chladivost:

$$q_m = i_1 - i_4 \ ;$$

adiabatická měrná práce kompresoru (*1–2*):

$$Y_{ad} = i_2 - i_1 \ ;$$

pro porovnání úseků (*4–2*) a (*2–3*) platí:

$$q_k = q_m + Y_{ad} \ .$$

Pro celkový tepelný tok $\dot{Q}_k$ odváděný v kondenzátoru platí:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_c + P_{ad} \ ,$$

kde $\dot{Q}_c$ je celkový chladicí výkon,
P_{ad} – adiabatický výkon kompresoru.

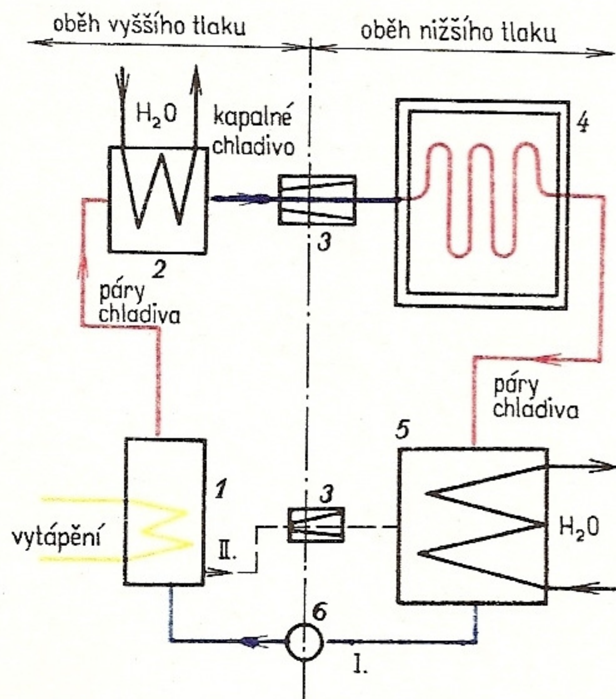
Chladicí výkon $\dot{Q}_c$ musí zajistit příslušný hmotnostní průtok Q_m chladiva:

$$Q_m = \frac{\dot{Q}_c}{q_m} \ .$$

Charakteristická hodnota oběhu je tzv. *chladicí činitel* ε:

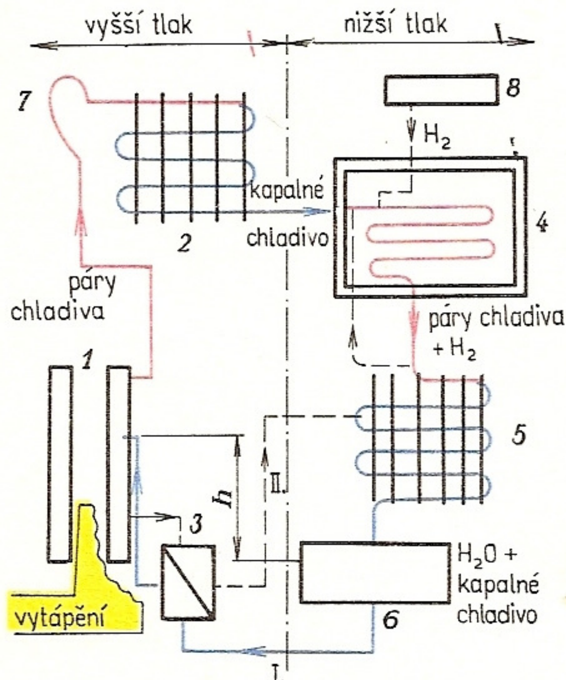
$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_c}{P_{ad}} \ .$$

U *absorpčního chladicího oběhu s přímým chlazením* (*obr. 323*) je kompresor nahrazen jednak absorbérem, kde jsou páry chladiva pohlcovány vodou (absorbentem), jednak vypuzovačem, odkud jsou teplem (z jiného zdroje) vytlačovány jen páry chladiva do kondenzátoru.



Obr. 323. Základní schéma absorpčního chlazení
1 – varník (vypuzovač), *2* – kondenzátor (zkapalňovač), *3* – regulační ventil, *4* – výparník, *5* – absorbér, *6* – čerpadlo bohatého roztoku; *I* – bohatý roztok, *II* – chudý roztok

Absorpční chlazení se používá hlavně v domácích chladničkách proto, že je bezhlučné. Kromě chladiva a absorbentu (vody) se oběhu zúčastní třetí látka plynného skupenství (zpravidla vodík). Tento plyn vytváří spolu s vypařovaným chladivem atmosféru ve výparníku, tím se dosáhne vyrovnání tlaků v celém oběhu a není nutné oběhové čerpadlo (*obr. 324*).



Obr. 324. Absorpční chladicí soustava s tzv. difúzním oběhem
1 — varník, *2* — kondenzátor, *3* — výměník tepla, *4* — výparník, *5* — absorbér (chlazený vzduchem), *6* — sběrač bohatého roztoku chladiva a H_2O, *7* — deflegmátor (smyčka, která propustí jen páry čpavku), *8* — zásobník vodíku;
I — bohatý roztok, *II* — chudý roztok,
h — výška, která se překonává zahříváním (místo čerpadlem)

Výhody absorpčních chladniček:
bezhlučný provoz (nejsou pohybující se části),
menší poruchovost a dlouhodobý provoz téměř bez údržby.

Z porovnání kompresorové a absorpční chladničky je zřejmé, že větší spotřebu elektřiny má absorpční chladnička. Je-li však možno u absorpční chladničky použít k vytápění plyn, je její provoz levnější. Cena za 1 J tepla získaného spálením plynu je nižší než při jeho získání z elektrické energie. Domácí plynové absorpční chladničky jsou bezporuchové a bývají v provozu často 20 i více let.

Příklad. Vypočtěte základní hodnoty pro chladicí kompresorové zařízení se čpavkem bez podchlazovače o chladicím výkonu $\dot{Q}_č = 5\,\mathrm{kW}$ (*obr. 320*).

Hodnoty odečtené z diagramu na *obr. 322*:

$$i_1 = 1\,390\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}\,,\quad i_2 = 1\,580\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}\,,\quad i_4 = i_3 = 230\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}\,.$$

Teplo odvedené v kondenzátoru:

$$q_k = i_2 - i_3 = 1\,580\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} - 230\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} = 1\,350\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}\,.$$

Hmotnostní chladivost:

$$q_m = i_1 - i_4 = 1\,390\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} - 230\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} = 1\,160\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}\,.$$

Adiabatická měrná práce kompresoru:

$$Y_{ad} = i_2 - i_1 = 1\,580\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} - 1\,390\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} = 190\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}\,.$$

Hmotnostní průtok chladiva:

$$Q_m = \frac{\dot{Q}_c}{q_m} = \frac{5\,\mathrm{kW}}{1\,160\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}}} = 0{,}004\,3\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}\,.$$

Objemový průtok chladiva:

$$Q_V = Q_m\,.\,v = 0{,}004\,3\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}\,.\,0{,}6\,\mathrm{m^3\,.\,kg^{-1}} = 0{,}002\,58\,\mathrm{m^3\,.\,s^{-1}}\,,$$

kde v je měrný objem par v bodě *1* na *obr. 322.*

Adiabatický příkon kompresoru:

$$P_{ad} = Q_m\,.\,Y_{ad} = 0{,}004\,3\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}\,.\,190\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} = 0{,}81\,\mathrm{kW}\,.$$

Tepelný tok odvedený z kondenzátoru:

$$\dot{Q}_k = Q_m\,.\,q_k = 0{,}004\,3\,\mathrm{kg\,.\,s^{-1}}\,.\,1\,350\,\mathrm{kJ\,.\,kg^{-1}} = 5{,}81\,\mathrm{kW}\,.$$

Chladicí činitel:

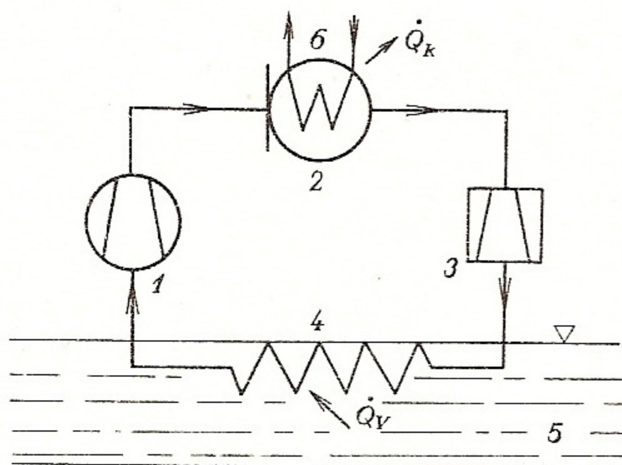
$$\varepsilon = \frac{Q_c}{P_{ad}} = \frac{5\,\mathrm{kW}}{0{,}81\,\mathrm{kW}} = 6{,}17\,.$$

Kontrola:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_c + P_{ad}\,, \quad 5{,}81\,\mathrm{kW} = 5\,\mathrm{kW} + 0{,}81\,\mathrm{kW} \quad - \text{ vyhovuje}\,.$$

7.5.3 Tepelná čerpadla

Každé chladicí zařízení – zvláště v průmyslu – uvolňuje kondenzátorem teplo, které může být využito na ohřívání vzduchu v místnosti. Dokonce je tedy možné využívat kondenzátoru chladicího zařízení k vytápění celých budov, jestliže se teplonosná látka od kondenzátoru vede do otopných těles. V kondenzátoru se



Obr. 325. Tepelné čerpadlo
1 – kompresor, *2* – kondenzátor (ohřívá okolní vzduch a může tedy sloužit jako otopné těleso, nebo ohřívá vodu k vytápění), *3* – redukční ventil, *4* – výparník (odnímá teplo říční vodě), *5* – říční voda, *6* – vytápěcí voda

uvolňuje tepelný tok $\dot{Q}_k$ při zkapalňování par chladiva a ve výparníku se odnímá tepelný tok $\dot{Q}_c$ levnému a vydatnému zdroji o poměrně nízké teplotě nad 0 °C (třeba jen 8 °C), např. vodě v jezeře, v řece, vzduchu z hlubokých šachet nebo sušáren (*obr. 325*).

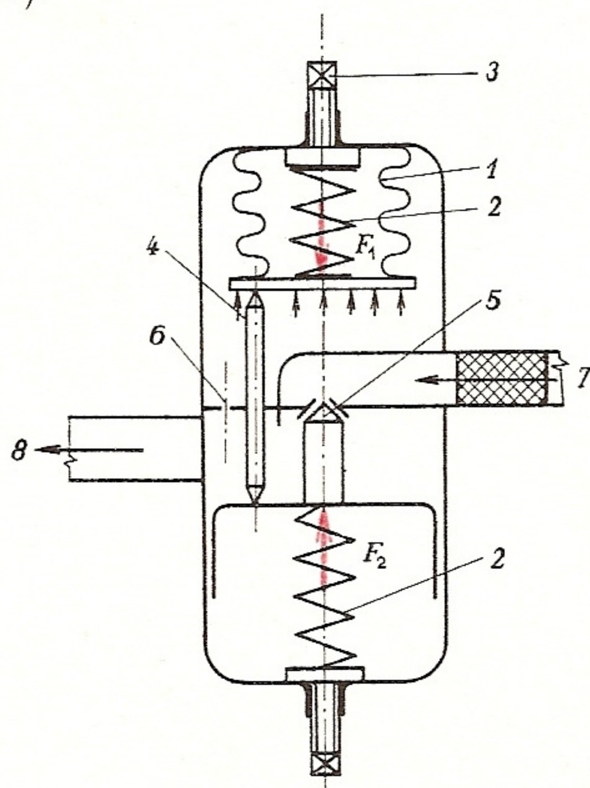
Podobně jako u kompresorového chlazení lze i zde vyjádřit charakteristiku oběhu *výkonovým činitelem*:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_c}{P_{ad}}.$$

Toto zařízení je zejména výhodné k vytápění budov tam, kde je k dispozici levný elektrický proud k pohonu kompresoru (např. u hydroelektráren). Tepelným čerpadlem je možno získat až 8krát více tepla než elektrickým odporovým topidlem při stejné spotřebě elektrického proudu. Výhodné je odnímat teplo, např. nemrznoucí proudící vodě. Provozní výhody kontrastují s vysokými pořizovacími náklady na toto zařízení, neboť otopná tělesa mají poměrně nízkou teplotu (nižší než 50 °C), a proto musí mít velké povrchové plochy, a tím jsou drahá. Výhodné je použít toto zařízení jako sálavé velkoplošné vytápění ve stěnách.

7.5.4 Provoz a údržba strojního chlazení, výroba v ČSSR

Výkon chladicího zařízení se reguluje průtokem chladiva. K tomu účelu je zkonstruováno několik zařízení, která automaticky propouštějí do výparníku jen tolik chladiva, které odpovídá okamžitému chladicímu výkonu a pracovním tlakům (*obr. 326*). Podobně se ručně reguluje výkon chladniček množstvím vypuzovaného chladiva do výparníku. Ruční regulace mívá zpravidla 2 stupně (střední a velký výkon).



Obr. 326. Automatický expanzní ventil
1 – pružný měch, *2* – pružiny, *3* – regulační šroub, *4* – tlačná tyč, *5* – kuželka ventilu, *6* – otvor k vyrovnání tlaku, *7* – od kondenzátoru, *8* – do výparníku

Při zjišťování provozu a údržby chladicího zařízení je nutno zajistit kvalifikovanou obsluhu podle typu strojů (kompresor, čerpadlo) a vybavení (kondenzátor, výparník, varník). Při údržbě je důležité čistit vnitřní plochy zařízení, aby se nezanášely stěny, a tím se nezhoršoval prostup tepla (kotelní kámen, zplodiny hoření, rez apod.). Z tohoto důvodu se také nesmějí míchat různé solanky, chladiva atd.

Nejdůležitější je zajistit těsnost celého zařízení, zvláště všech nádob, ve kterých je provozní tlak plynů a par vyšší než atmosférický a u kapalin tlak vyšší než hydrostatický. U absorpčních domácích chladniček je důležité čistit vnitřní části vyhřívaného vypuzovače od nánosů spalin, které zhoršují přestup tepla. Na vnější straně výparníku, pokud je ve styku s vlhkostí ze vzduchu, zhoršuje prostup tepla námraza, kterou je nutno pravidelně odstraňovat nejčastěji odtáním při přerušeném chodu řízení. Jinak dochází ke zdražování celého provozu.

Pro volbu materiálů, konstrukci, výstroj, výrobu, zkoušení, přejímání a dokumentaci tlakových nádob používaných u chladicích zařízení platí ČSN 69 0010 a ČSN 69 0011 včetně doplňků.

Velmi důležité je dodržování bezpečnostních předpisů pro práci s chladivy (rukavice, ochranné brýle), což je v ČSN 14 0645 až 48 včetně první pomoci při úrazu chladivem. Sebemenší unikání chladiva je nutno stále kontrolovat, není možné se spoléhat na zjištění čichem. Například unikání čpavku je možno potvrdit lakmusovými papírky nebo i vatou napuštěnou roztokem SO_2 nebo HCl (pozor žíravina!), neboť při styku se zásaditým čpavkem tvoří bílý dým. Obtížnější je zjišťování freonů, k čemuž se používá speciální indikátor.

Výroba chladicích zařízení v ČSSR

Calex, n. p., Zlaté Moravce – domácí kompresorové chladničky a mrazničky; klimatizátory.

Elektrosvit, n. p., Nové Zámky – domácí absorpční chladničky.

Frigera, n. p., Kolín – chladicí zařízení středních velikostí.

Ferox, n. p., Děčín – velká chladicí zařízení.

ČKD Praha, o. p., závod Kompresory, a závod Choceň – průmyslová chladicí zařízení a blokové jednotky pro klimatizační zařízení.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Určete, o kolik se zvýší hmotnostní chladivost q_m a o kolik se sníží nutný objemový průtok chladiva Q_V, jestliže chladicí kompresní zařízení na *obr. 320* změníme podle *obr. 321*, tedy přidáme podchlazovač. Použijeme diagramu na *obr. 322* (čára *3–4*).
2. Jaký tlak musí být ve výparníku chladicího kompresního zařízení na freon 12 (ST 1), potřebujeme-li dosáhnout chlazení na teplotu −10 °C? Jaký bude tlak v kondenzátoru s teplotou +10 °C?
3. Které z používaných chladiv má nejnižší bod varu při atmosférickém tlaku?
4. V kterých případech může být použito čisté vody jako solanky?
5. Proč nejsou u domácích absorpčních chladniček žádné pohybující se součásti?
6. Jaké výhody má nepřímé strojní chlazení proti přímému?
7. Vypište z ČSN 14 0645 až 48 nejdůležitější bezpečnostní předpisy pro práci s chladivy.

7.6 Vodovody, kanalizace a plynovody

Rozvody vody, částečně kanalizace a rozvody plynu patří svým charakterem do oboru strojírenství. Proto je v této části věnována pozornost hlavně provozním předpisům, zásadám údržby a dodržování ČSN při konstrukci a údržbě těchto rozvodů.

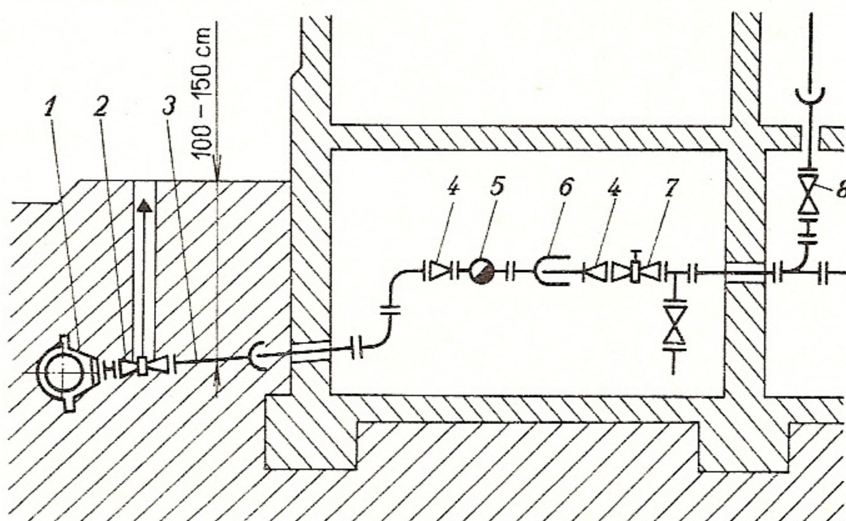
7.6.1 Domovní vodovody a kanalizace

Domovní vodovody zajišťují rozvod vody z veřejného vodovodu ke spotřebitelům. Každá nemovitost musí mít vlastní vodovodní přípojku v hloubce 1 až 1,5 m se spádem 0,5 až 1 % k uličnímu vodovodnímu potrubí (aby vzduchové bubliny mohly unikat směrem k výtoku vody). Přípojky se sestavují nejčastěji z litinových tlakových trub (ČSN 13 2001).

Pro rozvod vodovodu v nemovitostech platí ČSN uvedené na str. .

Hlavní zásady:

1. Uzávěry musí být podle *obr. 327.*



Obr. 327. Schéma vodovodní domovní přípojky

1 – uliční vodovodní řad, *2* – uliční uzávěr přípojky vodovodu, *3* – domovní přípojka, *4* – redukce, *5* – vodoměr, *6* – kompenzátor, *7* – domovní uzávěr, *8* – uzávěr větve

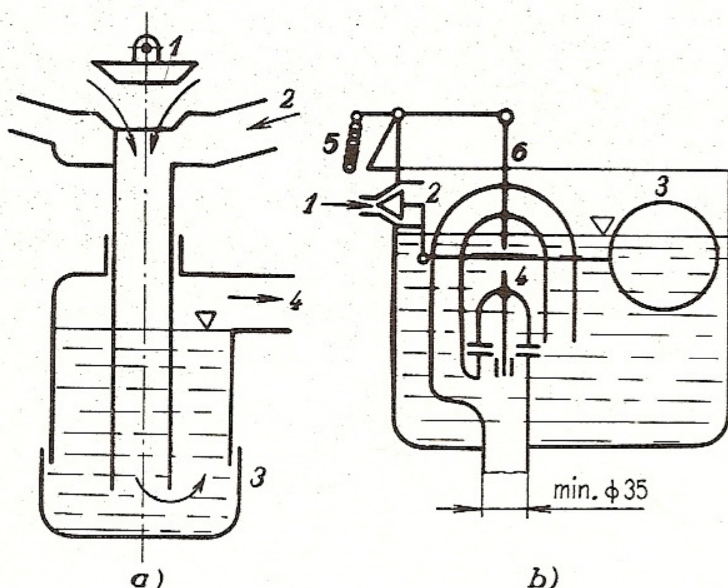
2. Potrubí domovních vodovodů se skládá z tlakových ocelových trubek, chráněných uvnitř i vně proti korozi (pozinkováním). Používá se také trubek z plastů i skleněných (stále rozšířenější). Výjimečně se montují olověné trubky s cínovou vložkou o tloušťce 0,5 mm a velmi drahé měděné trubky.
3. Rozvod vodovodu v budově se zkouší vodou o tlaku 1,2 MPa.
4. Odbočka ze stoupačky k výtoku nemá být delší než 3 m. Přetlak v potrubí nemá přestoupit 0,6 až 1 MPa a u nejvzdálenějšího výtoku nesmí být menší než 0,06 MPa, zvláště pro potřebu plynového průtokového ohřívače.
5. Průtokové rychlosti v potrubí jsou 0,6 až 3 m . s^{-1}, nejlépe 1 m . s^{-1}.
6. Nejmenší světlost potrubí pro 1 výtokový ventil je 1/2″.

7. Před ohřívačem vody musí být umístěn samostatný uzávěr vody a ještě blíže u ohřívače musí být šroubení pro možnost demontáže.

8. Ve vodovodním potrubí se používá jako uzávěrů zásadně ventilů nebo šoupátek (nikoliv kohoutů), aby nedocházelo k rázům.

9. Vodovod nesmí být společně s jiným potrubím, ani v komíně.

10. Důležitou součástí hygienického zařízení je nádržkový splachovač s plovákovým přerušovačem přítoku vody (*obr. 328b*); splachovačů je ovšem více typů. Méně se používají tlakové automatické splachovače, které značně snižují tlak ve vodovodu.



Obr. 328. Uzávěr proti zápachu (*a*): *1* – uzávěr umývadla, *2* – přepad z horní části umývadla, *3* – spodní víčko k čištění, *4* – do odpadu; násosková splachovací nádrž (*b*): *1* – přívod vody, *2* – uzavírací kužel, *3* – plovák, *4* – uzávěr ovládaný řetízkem, *5* – řetízek, *6* – násoska

S rozvodem vodovodu úzce souvisí *instalace* a *údržba vnitřní kanalizace*, která zajišťuje hygienicky nezávadné odvádění odpadních vod všech druhů z nemovitostí. Podrobnosti uvádějí ČSN 73 6602 až 73 6761.

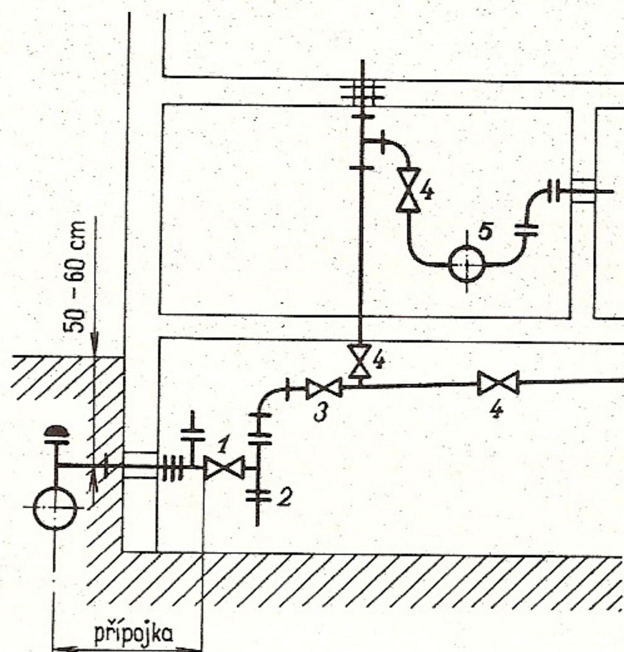
Nejdůležitější předpisy:

1. Světlost odpadních trub je od Js 50 výše.
2. Vodorovná přípojka ve vnitřní kanalizaci má nejmenší sklon 3 %.
3. Umývadla apod. musí mít spolehlivé uzávěry proti zápachu (*obr. 328a*).
4. Používané materiály pro kanalizační vedení: kamenina, litinové trouby, azbestocementové trouby, ocelové trubky a tvarovky, pro menší průměry trubky z plastů.
5. Tuky, oleje a benzín se nesmějí vpouštět do kanalizace; používá se speciálních lapačů (usazovací nádrže).
6. Vnitřní kanalizace v budově se zkouší na neprodyšnost. Po ucpání všech otvorů se zkouší přetlakem vzduchu 0,15 až 0,3 MPa a zapálením dýmovnice v potrubí. Nikde nesmí unikat dým.

7.6.2 Domovní plynovody

Plynovody mají bezpečně a hospodárně rozvádět topný plyn do spotřebičů v závodech a domácnostech.

Podle pracovního tlaku dělíme plynovody na:
nízkotlaké — tlak do 0,005 MPa; instalují se v obytných a veřejných budovách,
středotlaké — tlak do 0,1 MPa, v průmyslových závodech,
vysokotlaké — tlak přes 0,1 MPa, na hlavní rozvody.
Pro rozvod plynovodu v nemovitostech platí ČSN 38 5502 až 38 6681.

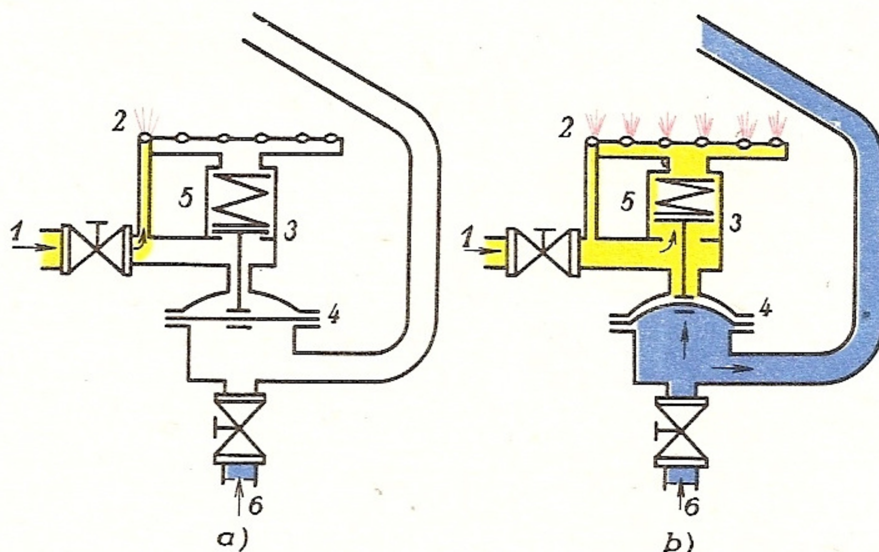


Obr. 329. Přípojka domovního plynovodu
1 — hlavní uzávěr, *2* — čištění usazenin, *3* — regulační ventil, *4* — uzavírací kohouty, *5* — plynoměr

Hlavní zásady:

1. Spád přípojky do nemovitosti až uličního potrubí je min. 0,5 % (*obr. 329*).

2. Svítiplyn je jedovatý, lehčí než vzduch, takže ve vyšších poschodích může jeho unikání způsobit výbuch. Také přetlak je vyšší v horních poschodích, což může



Obr. 330. Schéma plynového průtokového ohřívače
a) v klidu: *1* — přívod plynu (otevřen), *2* — věčný plamen; *b*) v provozu: *3* — přívod plynu k hořákům, *4* — membrána pod tlakem vody, *5* — pružina, *6* — přívod vody s uzávěrem

mít vliv na zapojování spotřebičů. Svítiplyn obsahuje prudce jedovatý CO a jeho plamen má teplotu 1 500 až 1 600 °C.

3. Naproti tomu směs propanu a butanu není jedovatá a je těžší než vzduch. Pro zkapalněné plyny platí ČSN 38 6460.

4. Je-li světlost potrubí větší než Js 50, je lépe použít jako uzávěru šoupátka. Jinak se používá kohoutů, zvláště mosazných.

5. Plynovodní potrubí je z ocelových trubek. Z plastů se plynovody zatím dělat nesmějí.

6. Zkoušení neprodyšnosti plynovodu v bytě se provádí vzduchem o tlaku 0,005 MPa, přičemž se spoje trubek natřou mýdlovou vodou.

7. Velmi časté spotřebiče jsou plynové průtokové ohřívače vody (*obr. 330*).

Platí pro ně tyto hlavní zásady:

Místnost s ohřívačem musí mít objem nejméně 10 m^3, jinak na každý ohřívač 6 m^3; plynové spotřebiče se spotřebou větší než 0,03 $m^3 . h^{-1}$ plynu na 1 m^3 objemu místnosti musí mít vlastní odvod spalin.

OTÁZKY A ÚKOLY

1. Vyjmenujte všechny typy uzávěrů a nakreslete jejich schémata. Určete vhodné použití každého typu.
2. Proč není kohout vhodný jako uzávěr pro vodovod?
3. Nakreslete schéma přípojky a rozvodu vody pro menší výrobní jednoposchoďový objekt a vyznačte všechny potřebné uzávěry. Totéž pro plynovod.
4. Jak se zkouší těsnost vodovodu a plynovodu?
5. Z jakých materiálů se vyrábějí trubky pro plynovod, vodovod a kanalizace?
6. Jaké rozdíly vznikají při používání svítiplynu nebo směsi propanu a butanu, popř. zemního plynu?
7. Které armatury musí být umístěny před plynovým průtokovým ohřívačem vody?

VÝSLEDKY ÚKOLŮ

2.1 Zdvihací zařízení a jeřáby

10. Lano 12,5 ČSN 02 4322.41.
11. $D_k = 280$ mm, $D_b = 250$ mm.
12. Řetěz 16 ČSN 02 3213.21, $D = 146{,}6$ mm.
13. $P_m = 34{,}3$ kW.
14. $F_T = 2\,555$ N, $P_p \doteq 2{,}8$ kW.

2.2 Výtahy

1. $m_z = 450$ kg; a) $F_1 = 7{,}2$ kN, $F_2 = 4{,}4$ kN, $P = 10$ kW; b) $F_1 = 7{,}2$, $F_2 = 4{,}7$ kN, $P = 9$ kW.
2. O 155 %.

2.3 Dopravní zařízení

1. $S' = 0{,}043$ m², $B = 800$ mm, $P = 12$ kW.
7. $D = 333$ mm, $P = 0{,}307$ kW.

2.4 Manipulační prostředky

8. $c = 0{,}25$ m . s^{-1}, $F = 40$ kN, $D = 85$ mm.

2.5 Silniční motorová vozidla

14. Ano, $s = 52{,}2$ m.
15. $l = 97{,}5$ m.
16. Nemůže, $s_2 = 543$ m.

3.3 Pístová čerpadla

3. $Y_s = 68{,}4$ J . kg^{-1}.
6. $Q_V = 3{,}28 \cdot 10^{-3}$ m³ . s^{-1}.
8. $Q_V = 3{,}43 \cdot 10^{-3}$ m³ . s^{-1}.
9. $\eta_V = 0{,}958$, $d = 42{,}5$ mm.

3.4 Ostatní hydrostatická čerpadla

4. $Q_V = 6{,}8 \cdot 10^{-4}$ m³ . s^{-1}, $P = 3{,}78$ kW.

3.5 Pístové kompresory a vývěvy

4. $Q_V = 15{,}8 \cdot 10^{-3}$ m³ . s^{-1}.
7. $p_{m1} = 0{,}28$ MPa, $p_{m2} = 0{,}79$ MPa.
8. $D_2 = 50$ mm.

3.7 Pístové spalovací motory

3.8 Spalovací motory s kruhovým pohybem pístu

9. $P_e = 8{,}75$ kW.
10. $D = 160$ mm, $L = 225$ mm.
40. $P_e = 38{,}9$ kW.

4.2 Hydrodynamická čerpadla

11. $n_s = 40$, $n_s = 270$.
14. $b_1 = 21$ mm, $b_2 = 10$ mm, $Y \doteq 160$ J . kg^{-1}, $H = 16$ m.
16. $u_2 = 19{,}45$ m . s^{-1}, $D_2 = 248$ mm.
23. $Q_V = 0{,}85$ m^3 . s^{-1}, $c_m = 3{,}38$ m . s^{-1}, $n = 12{,}85$ s^{-1}, $P = 62{,}2$ kW.

4.3 Ventilátory

9. $\sigma = 0{,}1$, $n_q = 16{,}8$; radiální ventilátor.
10. $P = 400$ W.
14. $\varphi_R = 0{,}67$; oběžné lopatky zahnuté dozadu.
15. $b_1 = 25$ mm, $b_2 = 13$ mm.

4.4 Turbodmýchadla a turbokompresory

2. $\Delta p = 18\,900$ Pa.

4.6 Vodní turbíny

12. $Q_V = 125{,}6$ m^3 . s^{-1}, $P = 66{,}4$ MW.
14. $Q_V = 138$ m^3 . s^{-1}.

4.7 Parní turbíny

17. $P = 80$ MW.
25. $n_k = 26{,}7$ s^{-1}, pružný rotor, 20 % z provozních otáček je 10 s^{-1}, rozdíl $n - n_k = 23{,}3 > 10$ – vyhovuje.
29. $\Delta D = 6{,}3$ mm, $\Delta l = 13{,}1$ mm.

5.2 Tryskové motory

13. $F = 2\,742$ N.
14. $F = 120\,000$ N.

6.1 Parní kotle s příslušenstvím

5. Asi 43 m.
7. $t_{s2} = 275$ °C, při $k = 15$ W . m^{-2} . K^{-1} je $S = 2\,800$ m^2.

7.1 až 7.4 Vytápění, větrání a klimatizace

4. 5 osob.
6. 0,03 MPa.
14. Přes 16 min.

7.5 Strojní chlazení

1. q_m o 30 kJ . kg^{-1}, Q_V o 60 . 10^3 mm^3 . s^{-1}.
2. 0,22 MPa, 0,42 MPa.
3. Čpavek.

PŘEHLED NOREM

1 Přehled strojů

Třída ČSN	Obsah
01	Obecná třída
07	Kotle
08	Turbíny
09	Spalovací motory pístové
10	Kompresory, vakuová technika a pneumostatická zařízení
11	Čerpadla
12	Vzduchotechnická zařízení
13	Armatury a potrubí
14	Chlazení
26	Zařízení dopravní a pro manipulaci s materiálem
27	Zdvíhací zařízení a rýpadla
30	Silniční vozidla
40	Jaderná technika
83	Všeobecná a individuální ochrana, hygiena a bezpečnost

2 Dopravní stroje a zařízení

2.1 Zdvihací zařízení a jeřáby

2.2 Výtahy

2.3 Dopravní zařízení

2.4 Manipulační prostředky

ČSN 02 3201 až 22. Svařované řetězy
ČSN 02 3230. Závěsné řetězy zkoušené, jakost 24
ČSN 02 3316. Válečkové řetězy s dlouhou roztečí
ČSN 02 3330. Gallovy řetězy
ČSN 02 4300 až 85. Ocelová lana
ČSN 26 0001. Transportní zařízení. Rozdělení a názvosloví
ČSN 26 0002. Manipulace s materiálem. Názvosloví
ČSN 26 0003 až 10. Transportní zařízení
ČSN 26 0381 až 83. Pryžové a polyvinylchloridové pásy
ČSN 26 0401. Řetězy dopravních zařízení
ČSN 26 0491. Řetězová kola pro řetězy dopravních zařízení
ON 26 0403 až 11. Řetězy a řetězová kola pro transportéry
ČSN 26 1100 až 1200. Válečky pro pásové transportéry
ČSN 26 2002 až 08. Korečkové elevátory
ČSN 26 2508. Redlery
ČSN 26 2802 a 08. Dopravní šneky vodorovné
ČSN 26 3008 až 3108. Pásové transportéry

ČSN 26 3210. Pojízdné a přenosné pásové transportéry
ČSN 26 3502 a 08. Článkové transportéry
ČSN 26 3712 až 71. Laťkové transportéry
ON 26 4308. Závěsové transportéry. Základní parametry
ČSN 26 4501. Válečkové trati. Základní parametry
ČSN 26 4701. Transportní zařízení. Kladičkové tratě
ČSN 26 5604 až 48. Dopravní žlabové tratě pevné a pohyblivé
ČSN 26 7004. Zařízení pro nakládku a vykládku
ON 26 5708. Vibrační transportéry. Základní parametry
ČSN 26 8601. Dopravní vozíky. Základní parametry
ČSN 26 8800 až 07. Motorové vozíky
ČSN 26 9006 až 9345. Paletizace a kontejnerizace
ČSN 27 0000. Jeřáby. Názvosloví
ČSN 27 0010. Zdvihací zařízení. Nosnosti a rychlosti
ČSN 27 0100. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a jiná zdvihadla
ČSN 27 0102. Jednoduché a dvojité kované háky. Výpočet pevnosti
ČSN 27 0103. Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů
ON 27 0106. Navrhování mechanismů jeřábů
ČSN 27 0140 až 44. Zdvihací zařízení
ČSN 27 0200 až 23. Mostové jeřáby
ČSN 27 0300. Portálové a poloportálové elektrické jeřáby s kočkou
ČSN 27 0330 až 33. Konzolové jeřáby
ČSN 27 0502. Silniční výložníkové jeřáby
ČSN 27 0801. Přenosná zdvihadla. Hřebenové patkové zvedáky
ON 27 0910 až 95. Vrátky a navijáky
ON 27 1501 až 62. Pojezdová kola a příslušenství
ON 27 1630 až 39. Elektrohydraulické brzdy
ČSN 27 1820. Kladky a bubny pro ocelová lana
ČSN 27 1900 až 09. Jednoduché a dvojité kované háky
ON 27 2101 až 12. Nárazníky
ON 27 2240. Koleje jeřábových drah ocelových
ČSN 27 2430. Jeřábové dráhy. Prostorová úprava
ČSN 27 3600. Lanové jeřáby. Hlavní parametry
ČSN 27 4000 až 30. Elektrické výtahy
ČSN 27 4300 až 38. Šachty, strojovny a klece výtahů
ČSN 27 4800 až 05. Pohyblivé schody
ČSN 34 1640. Zdvihací zařízení. Předpisy pro elektrická zařízení
ČSN 73 1401. Navrhování ocelových konstrukcí

2.5 Silniční motorová vozidla

ČSN 30 0024. Rozdělení a druhy vozidel. Definice základních pojmů
ČSN 30 0025. Základní části a ústrojí vozidel, příslušenství
ČSN 30 0026. Rozměry vozidel. Definice základních pojmů
ČSN 30 0027 až 29. Údaje o motoru vozidel a o vozidle
ČSN 30 0030. Hmotnosti a nosnosti vozidel. Rozčlenění a definice
ČSN 30 0031. Díly vozidel. Definice druhů a názvů dílů
ČSN 30 0033. Názvosloví provozu, údržby a oprav silničních vozidel pro motorovou dopravu
ČSN 30 0160. Značení silničních vozidel pro motorovou dopravu
ČSN 30 0550. Zkoušky brzd
ČSN 30 4204 až 89. Spouštěče, dynama, elektromotorky

3 Pístové stroje

3.3 Pístová čerpadla

ČSN 11 0000 až 10. Rozdělení, veličiny a jednotky čerpadel
ČSN 11 0011. Ruční čerpadla
ČSN 11 0037. Zkoušení a dodávání čerpadel rotačních s kmitavým pohybem
ČSN 11 0116 až 18. Průměry pístů a plunžrů
ČSN 11 0610 až 13. Ventilové koule
ON 11 0620 až 46. Ventily čerpadel s kmitavým pohybem
ON 11 2331. Ruční pístová čerpadla
ON 11 2454. Ruční membránová čerpadla
ČSN 11 6003 až 05. Zubová čerpadla. Základní pojmy a parametry
ČSN 11 6303. Jednovřetenová čerpadla
ČSN 11 6703. Třívřetenová čerpadla
ČSN 11 7403 až 11 7374. Čerpadla strojní stojatá
ČSN 11 7473. Čerpadla strojní ležatá
ČSN 11 7703 až 05. Čerpadla strojní bez klikového mechanismu

3.5 Pístové kompresory a vývěvy

ČSN 10 5010. Názvosloví kompresorů
ČSN 10 5031 a 32. Zkoušení pístových a šroubových kompresorů
ČSN 10 5141. Pístové a šroubové kompresory
ON 10 5102. Pístové stojaté kompresory
ON 10 5103. Kompresory s protiběžnými písty
ČSN 10 5111. Pístové kompresory – hlavní údaje
ČSN 10 5170. Ventily. Všeobecná ustanovení
ON 10 5178 a 79. Jmenovité rozměry a typové označování ventilů
ČSN 10 5190. Kompresorové stanice pro nebezpečné plyny. Bezpečnostní předpisy

3.7 Pístové spalovací motory

ČSN 09 0011. Veličiny, jednotky a značky pro spalovací motory
ČSN 09 0014 a 15. Definice výkonů a otáček pístových spalovacích motorů
ČSN 09 0022. Názvosloví pístových spalovacích motorů
ČSN 09 0029. Označování pořadí zapalování pístových spalovacích motorů
ČSN 09 0041. Spalovací motory pístové. Typové označování naftových motorů
ČSN 09 0722 a 72. Spalovací motory naftové. Zkoušení a předpisy
ČSN 09 0851 až 66. Charakteristiky, hlučnost a kouření naftových motorů
ČSN 09 7300 až 90. Vstřikovací zařízení
ČSN 09 7510. Naftové motory čtyřdobé vodou chlazené. Základní údaje
ON 09 7850. Přeplňování. Plnicí turbodmychadla pro naftové motory vodou chlazené
ČSN 30 2301. Názvosloví palivových zařízení benzínových motorů

4 Lopatkové stroje

4.2 Hydrodynamická čerpadla

ČSN 11 0000. Rozdělení a názvosloví čerpadel
ČSN 11 0001. Veličiny, jednotky a značky v čerpací technice
ČSN 11 0010. Čerpadla. Všeobecná ustanovení
ČSN 11 0010 až 20. Součásti rotačních čerpadel a polohy hrdel
ČSN 11 0021. Pohony strojních čerpadel
ČSN 11 0033. Předpisy pro zkoušení odstředivých a axiálních čerpadel

ČSN 11 0038. Ponorná čerpací soustrojí
ČSN 11 0050 až 54. Zkušební protokoly a diagramy čerpadel
ČSN 11 0055. Kavitační protokol čerpadla
ON 11 0070 a 77. Drsnost povrchu součástí a úprava čerpadel
ON 11 0080. Směrnice pro vypracování montážních a provozních předpisů
ON 11 0094. Vyvažování tuhých rotorů a součástí čerpadel
ČSN 11 0104 až 86. Všeobecné konstrukční normy pro čerpadla
ON 11 1210 až 1465. Armatury, šroubení a potrubí pro čerpadla
ČSN 11 3003 až 36. Čerpadla strojní horizontální pro studenou vodu
ON 11 3153 a 54. Čerpadla strojní horizontální na horkou vodu
ČSN 11 3332 až 40. Čerpadla strojní horizontální na ostatní kapaliny
ČSN 11 3900. Spirální dvoustupňová čerpadla
ČSN 11 4165 až 69. Čerpadla horizontální na vodu s obsahem mechanických přimíšenin
ČSN 11 4400. Čerpadla článková horizontální
ČSN 11 5100. Čerpadla vertikální na studenou vodu
ON 11 5203. Čerpadla vertikální na horkou vodu
ČSN 11 5510. Hydraulické zkoušky akumulačních čerpadel pro vodní elektrárny
ČSN 11 5805 a ON 11 5007 až 21. Samočinné vodárny a závlahové soupravy

4.3 Ventilátory

ČSN 12 2001 a 02. Ventilátory. Společná a všeobecná ustanovení
ČSN 12 2006. Hlavní důlní ventilátory. Základní parametry
ON 12 2008. Ventilátory pro látky a prostředí nebezpečné výbuchem
ON 12 2400. Axiální ventilátory pro zvláštní větrání v dolech
ON 12 2905. Stanovenie spalinových a vzduchových ventilátorov pre parné kotly
ČSN 12 3061 až 63. Ventilátory. Předpisy pro měření
ON 12 3341. Radiální ventilátory. Základní rozměry a výkony

4.4 Turbodmýchadla a turbokompresory

ČSN 10 5010. Názvosloví kompresorů
ČSN 10 5115 až ON 5125. Turbokompresory
ČSN 10 5190. Kompresorové stanice pro nebezpečné plyny. Bezpečnostní předpisy
ON 10 5191. Kompresorové stanice pro vzduch a netečné plyny. Bezpečnostní předpisy

4.6 Vodní turbíny

ČSN 08 5000 až 11. Názvosloví vodních turbín a hydraulické zkoušky
ČSN 08 5020. Provoz, obsluha a údržba vodních turbín
ON 08 5207. Výpočet regulace vodních turbín
ON 08 5280. Základní technické předpisy pro kované hřídele vertikálních vodních turbín
ČSN 08 6505. Regulace vodních turbín

4.7 Parní turbíny

ČSN 08 0000. Názvosloví parních turbín
ČSN 08 0010. Parní turbíny. Základní parametry a typy turbín
ČSN 08 0030. Parní turbíny. Technické podmínky
ČSN 08 0070. Měření parních turbín při záručních zkouškách
ON 08 0805. Výkovky běhounu (rotorů) tepelných turbín
ON 08 1610. Povrchové kondenzátory

4.8 Plynové turbíny

ČSN 08 3005. Spalovací turbíny. Předpisy pro dodávání a zkoušení
ČSN 08 3500. Spalovací turbíny. Základní pojmy a parametry

5 Proudové stroje a tryskové motory

ČSN 10 7065. Metody měření pracovních charakteristik difúzních, ejektorových a ejektorovědifúzních vývěv. Měření čerpací rychlosti

6 Zařízení na výrobu páry

6.1 Parní kotle a jejich příslušenství

ČSN 07 0000. Názvosloví parních kotlů
ČSN 07 0010. Základní parametry a výkony pro parní kotle
ČSN 07 0302. Předpisy pro záruční zkoušky parních kotlů
ČSN 07 0414. Pevnostní výpočet částí parních kotlů
ČSN 07 0620. Konstrukce a výstroj parních kotlů
ČSN 07 0622. Výroba parních kotlů
ČSN 07 0623. Technická dokumentace a zkoušky parních kotlů
ČSN 07 0710. Provoz, obsluha a údržba parních kotlů
ČSN 07 0711. Provoz zařízení pro úpravu vody v kotelnách
ČSN 07 5801 až 52. Hořáky pro kapalné a plynné palivo
ČSN 07 7401 a 02. Voda a pára pro energetická zařízení
ČSN 07 7416 až 7501. Zařízení na úpravu vody

6.2 Jaderné reaktory

ČSN 40 4013. Relativní měření emise neutronů
ČSN 40 4506 až 08. Neutronové zdroje

7 Technická úprava prostředí

7.1 Vytápění

ČSN 06 0210 až 0320. Ústřední vytápění, výpočty a projekty
ČSN 06 0711 až 0830. Obsluha a provoz ústředního vytápění
ČSN 06 1110 až 77. Otopná tělesa a příslušenství pro ústřední vytápění
ČSN 07 0000 až 0250. Názvosloví kotlů, hodnoty a výkony
ČSN 07 0250. Litinové článkové vytápěcí kotle
ČSN 07 0623. Technická dokumentace a zkoušky parních kotlů
ČSN 13 7300 až 51. Drobné armatury pro ústřední vytápění
ČSN 38 3350. Zásobování teplem
ČSN 73 0110. Výkresy ústředního vytápění

7.2 Větrání a klimatizace

ČSN 12 třída. Vzduchotechnická zařízení včetně ventilátorů
ČSN 12 7010 až 70. Větrání, klimatizace a odsávání
ČSN 14 2121. Větrání chladíren
ČSN 14 2508. Komfortní klimatizátory. Základní hodnoty
ČSN 73 0112. Výkresy vzduchotechnických zařízení

7.3 Průmyslové sušárny

ČSN 12 6010 až 6381. Sušárny všeobecně a celky
ČSN 12 8001. Způsoby sušení a klasifikace sušáren

7.5 Strojní chlazení

ČSN 14 0110. Názvosloví chladicí techniky
ČSN 14 0301. Veličiny a jednotky v chladicí technice
ČSN 14 0341. Podklady pro výpočty chladicích zařízení
ČSN 14 0401 až 0680. Směrnice a předpisy pro projektování, zkoušení, provoz, obsluhu a údržbu
ČSN 14 2121 až 2710. Chladicí zařízení
ČSN 14 8060. Chladicí solanky

7.6 Vodovody, kanalizace, plynovody

ČSN 13 6301 až 65. Armatury kanalizační
ČSN 13 8700 až 67. Potrubí a tvarovky z plastických hmot
ČSN 73 0155. Výkresy kanalizace
ČSN 73 6522. Názvosloví v kanalizaci
ČSN 73 6701 až 61. Kanalizace
ČSN 13 6503 až 94. Armatury vodárenské
ČSN 13 8906 až 39. Skleněné trubky a tvarovky
ČSN 25 7800 až 18. Vodoměry
ČSN 73 0150. Výkresy vodovodu
ČSN 73 6602 až 61. Vodovody
ČSN 73 6611. Tlakové zkoušky vodovodního potrubí
ČSN 73 6655. Výpočet vnitřních vodovodů
ČSN 13 6412 až 40. Armatury plynárenské
ČSN 13 7400 až 55. Drobné armatury plynovodní
ČSN 25 7860 až 69. Plynoměry
ČSN 38 5502 až 6681. Plynárny, plyn, rozvod plynu, plynové spotřebiče

POUŽITÁ A DOPORUČENÁ LITERATURA

1 Přehled strojů

[1] Bartoš, J. a kol.: Strojnické tabulky. 11. vydání. Praha, SNTL 1976.
[2] Dvořák, R. a kol.: Stroje. 4. vydání. Praha, SNTL 1975.
[3] Julina, M. – Kovář, J. – Venclík, V.: Mechanika II. Kinematika. Praha, SNTL 1977.
[4] Julina, M. – Venclík, V. – Kovář, J.: Mechanika III. Dynamika. Praha, SNTL 1977.
[5] Kovář, J.: Metodika konstruování. Praha, SNTL 1977.
[6] Kříž, R. a kol.: Stavba a provoz strojů I. Části strojů. Praha, SNTL 1977.
[7] Kříž, R. a kol.: Strojnické tabulky, 1. část. Praha, SNTL 1978.
[8] Mrňák, L. – Drdla, A.: Mechanika. Pružnost a pevnost. Praha, SNTL 1977.
[9] Salaba, S. – Matěna, A.: Mechanika I. Statika. Praha, SNTL 1977.
[10] Šidák, J. a kol.: Stroje. Praha, SNTL 1963.
[11] Tomášek, J. a kol.: Stroje. Praha, SNTL 1966.
[12] Vondráček, V. – Středa, I. – Mamula, V. – Hlinka, M.: Mechanika IV. Mechanika tekutin a termomechanika. Praha, SNTL 1977.

2 Dopravní stroje a zařízení

2.1 Zdvihací zařízení a jeřáby

2.2 Výtahy

2.3 Dopravní zařízení

2.4 Manipulační prostředky

[13] Adam, Č. – Líbal, V.: Manipulace s materiálem v těžkém strojírenství. Praha, SNTL 1964.
[14] Aleksandrov, M. P.: Podjomno-transportnyje mašiny. Moskva, Mašgiz 1960.
[15] Bahr, J.: Pásové dopravníky v hornictví. Praha, SNTL 1962.
[16] Balcar, O.: Výtahy osobní a nákladní s elektrickým pohonem. Praha, SNTL 1955.
[17] Blechman, I. I. – Džanedlize, G. J.: Vibracionnoje peremeščenije. Moskva, Mašgiz 1964.
[18] Bromberg, A. A. – Rudenko, F.: Podjomno-transportnyje mašiny. Moskva, Mašgiz 1960.
[19] Dašek, M. a kol.: Řetězové podvěsné dopravníky. Praha, SNTL 1964.
[20] Djaškov, V. K.: Podvesnyje konvejery. Moskva, Mašgiz 1961.
[21] Dražan, F.: Transportéry. Učební text ČVUT. Praha, SNTL 1960.
[22] Dražan, F. – Kupka, L. a kol.: Technický průvodce, sv. 13.: Jeřáby. Praha, SNTL 1968.
[23] Dražan, F. – Kupka, L. a kol.: Transportní zařízení. Praha, SNTL 1966.
[24] Remta, F.: Visuté lanové dráhy. Praha, SNTL 1953.
[25] Remta, F. – Kupka, L. a kol.: Jeřáby, III. díl. Praha, SNTL 1975.
[26] Urban, J.: Pneumatická doprava. Praha, SNTL 1964.
[27] Vejchoda, J. – Reiman, M. – Líbal, V.: Manipulace s materiálem v těžkém strojírenství. Praha, SNTL 1964.
[28] Vyplel, O.: Kontejnerová a paletová přeprava. Praha, DN 1959.
[29] Zvoníček, J. – Ulrych, V.: Mechanizace dopravy v potravinářském průmyslu. Praha, SNTL 1960.

2.5 Silniční motorová vozidla

[30] Baťa, V.: Údržba a opravy vozů Škoda 100, 100 L, 110 L, 110 LS a 110 R. 2. vydání. Praha, SNTL 1973.
[31] Černý, V.: Elektrická výzbroj motorových vozidel. Praha. SNTL 1964.
[32] Kejzlar, V. – Siegl, M.: Automobily. Podvozek automobilu. Karosérie. 3. vydání. Praha, NADAS 1972.
[33] Mackerle, J.: Automobil dneška a zítřka. Praha, SNTL 1977.
[34] Siegl, M.: Automobily. Motory. Převodná ústrojí. 3. vydání. Praha, NADAS 1972.
[35] Váša, A. – Váša, V.: Rukojeť pro řidiče motorových vozidel. 7. vydání. Praha, NV 1955.

3 Pístové stroje

3.2 Pístová čerpadla

[36] Hájek, G.: Čerpadla. 1. vydání. Praha, SNTL 1953.
[37] Hebký, A.: Čerpadla a lisy. Uč. texty vys. škol. Praha, SNTL 1956.

3.5 Pístové kompresory a vývěvy

[38] Chlumský, V.: Pístové kompresory. 2. vydání. Praha, SNTL 1958.
[39] Plötner, W.: Verdichter-Technisches Handbuch. 2. vydání. Berlin, VEB Verlag Technik 1966.
[40] Pohlenz, W.: Pumpen für Gase. Berlin, VEB Verlag Technik 1974.

3.7 Pístové spalovací motory

[41] Grohe, H.: Otto- und Dieselmotoren. 2. vydáni. Würzburg, Vogel Verlag 1975.
[42] Chvátal, J. – Maudr, Z.: Značky v elektrotechnice. Praha, Práce 1972.
[43] Indra, J. a kol.: Příslušenství spalovacích motorů I. Praha, SNTL 1963.
[44] Kolektiv VÚNM a ČKD Praha: Naftové motory čtyřdobé I. 2. vydání. Praha, SNTL 1963.
[45] Kolektiv VÚNM a ČKD Praha: Naftové motory čtyřdobé II. 2. vydání. Praha, SNTL 1964.
[46] Košťál, J. – Suk, B.: Spalovací motory. Základní studium. 3. vydání. Praha, SNTL 1957.
[47] Kovařík, L.: Motory Wankelovy a jim příbuzné. Praha, SNTL 1970.
[48] Machek, F.: Spalovací motory. Praha, SNTL 1954.
[49] Ryba, S.: Karburátory osobních automobilů. Praha, NADAS 1975.

4 Lopatkové stroje

4.2 Hydrodynamická čerpadla

[50] Brettschneider, A. a kol.: Příručka čerpací techniky. Praha, SNTL 1968.
[51] Hašek, A. – Budil, J. – Vondrášek, J.: Údržba a opravy čerpadel. 2. vydání. Praha, SNTL 1973.
[52] Katalog čerpadel Sigma, n. p. Sigma Lutín 1970.
[53] Nechleba, M. – Hušek, J.: Hydraulické stroje. Praha, SNTL 1966.

4.3, 4.4 Ventilátory a turbokompresory

[54] Back, O.: Ventilátory. 1. vydání. Praha, SNTL 1955.
[55] Misárek, D.: Turbokompresory. Praha, SNTL 1963.

4.6 Vodní turbíny

[56] Březina, J.: Vodní turbíny. Praha, SNTL 1963.
[57] Druckmüller, M.: Technologie a údržba vodních turbín. Praha, SNTL 1960.
[58] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. 2. rozšířené vydání. Praha, SNTL 1962.
[59] Ondříček, M. – Kartág, M.: Zdroje a využití energie. Praha, SNTL 1963.

4.7, 4.8 Parní a plynové turbíny

[60] Bečvář, J. a kol.: Tepelné turbíny. 1. vydání. Praha, SNTL 1968.
[61] Březina, J.: Parní a plynové turbíny. Praha, SNTL 1965.
[62] Inozemcev, N. V. – Zujev, V. S.: Spalovací turbíny pro letadla. Praha, PN 1952.
[63] Kousal, M.: Spalovací turbíny stacionární. Praha, SNTL 1965.
[64] Mayer, J. a kol.: Energetické stroje. Praha, SNTL 1969.
[65] Michele, F.: Parní turbíny – atlas. Brno, IB ZKG 1963.
[66] Zeman, V. a kol.: Kotle a tepelné turbíny. Praha, SNTL 1972.

5 Proudové stroje a tryskové motory

[67] Ledvina, M.: Raketové motory. Praha, SNTL 1961.

6 Zařízení na výrobu páry

6.1 Parní kotle a jejich příslušenství

[68] Čermák, J.: Spalovací zařízení a kotle. Praha, SNTL 1964.
[69] Černý, V. a kol.: Parní kotle a spalovací zařízení. Praha, SNTL 1975.
[70] Stockij, L. R.: Mašinist (kočegar) koteľnych na židkom a gazoobraznom toplive. Moskva, Nepra 1975.

6.2 Jaderné reaktory

[71] Bečvář, J. a kol.: Jaderné elektrárny. Praha, SNTL 1978.
[72] Peřina, F.: Atomy slouží člověku. Praha, Práce/SNTL 1976.
[73] Petrosjanc, A. M.: Jaderná věda a technika v SSSR. Praha, Práce 1974.
[74] Tölgyessy, J.: Svět odkrytý atomy. Praha, Horizont 1975.

7 Technická úprava prostředí

7.1, 7.2 Vytápění, větrání a klimatizace

[75] Cihelka, J. a kol.: Vytápění a větrání. 2. vydání. Praha, SNTL 1975.
[76] Chyský, J. – Oppl, L.: Větrání a klimatizace. 2. vydání. Praha, SNTL 1973.
[77] Jukl, A.: Vytápění. Praha, SNTL 1974.
[78] Lebr, J.: Ústřední vytápění. 2. vydání. Praha, SNTL 1970.
[79] Skrbek, A.: Pozemní stavitelství III. Technická zařízení budov. 2. vydání. Bratislava, Alfa 1976.
[80] Smolík, J. a kol.: Technika prostředí. Praha, SNTL 1970.
[81] Tvrdý, Č.: Správná obsluha ústředního vytápění. 2. vydání. Praha, SNTL 1969.

7.3 Průmyslové sušení

[82] Haber, J.: Strojní sušení. Praha, SNTL 1955.

7.5 Strojní chlazení

[83] Dress, H.: Kühlanlagen. 11. vydání. Berlin, VEB Verlag Technik 1974.
[84] Dvořák, Z. – Červenka, O.: Průmyslová chladicí zařízení. Praha, SNTL 1962.
[85] Dvořák, Z.: Chladicí technika. Praha, SNTL 1971.

SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ

absorpce – pohlcování

adheze – vzájemná přilnavost různých těles

admise – plnění (válce vzdušinou)

agregát – soustrojí, zařízení

akcelerace – zrychlení

aktivní – činný, iniciativní

amplituda – vzdálenost, rozkmit, rozkyv

aretace – zařízení, jímž se zajišťují součásti strojů a přístrojů před nežádoucím pohybem

axiální – rovnoběžný s osou rotace

brýdy – teplý nosný vzduch se zbytky uhelného prášku

centrální – střední, ústřední, hlavní

creep – tečení materiálu při zatížení za zvýšené teploty

cyklón – původní výraz pro větrnou smršť, ve strojírenství prudké proudění plynných látek; odlučovač tuhých částic

cyklus – uzavřený okruh pravidelně se opakujících jevů

čiření – technologický pochod, jímž se z roztoků nebo tavenin odstraňují jemně rozptýlené (koloidní) nebo rozpuštěné látky

decentralizovaný – odsoustředěný, neústřední, vedlejší

deflegmátor – smyčka, ve které mohou procházet pouze páry (chladiva), nikoliv kapalina

diagonální – šikmý vzhledem k ose rotace

diferenciál – soukolí na podvozku vozidel vyrovnávající rozdíl obvodových rychlostí pravého a levého kola v zatáčce

difúze – prolínání

difuzor – rozšiřující se kanál nebo nátrubek, ve kterém se mění kinetická energie v tlakovou

dilatace – změna rozměrů (délky, plochy, objemu tělesa) způsobená většinou zahřátím nebo ochlazením

direktní – přímý, přímo řízený

ejektor – zařízení s difuzorem, kde ve zúžené části stoupne prudce rychlost proudění, čímž vznikne podtlak, který z okolí nasává jiný plyn nebo kapalinu

emise – vyslání, vydání, výfuk plynů

emulze – tekutina s rozptýlenými částicemi jiné látky

filtrace – způsob oddělování tuhých látek od kapalin založený na schopnosti protéci porézní hmotou

fluidum – podle představ ze 17. a 18. stol. umělá nevážitelná a neviditelná látka, která je nositelem fyzikálních vlastností; fluid – tekutina; fluidní – plynný, prchavý

forsáž – zvyšování tažné síly tryskového motoru přídavným spalováním v trysce nebo vstřikováním vody do spalovací komory

geodetický – zeměměřický

granulace – drobení látky na drobná zrnka (kuličky); granulace strusky – vypouštění strusky v kapalném stavu do vody, v důsledku čehož rychle zchladne a drobí se na malá zrnka

gyromobil – vozidlo poháněné energií roztočeného setrvačníku

hydrodynamické zařízení – zařízení, které využívá proudění pracovní látky v rotujícím mezilopatkovém kanálu

imploze – opak exploze. Prolomení – proboření, zborcení (vlivem vnějšího přetlaku nebo vnitřního podtlaku)
indirektní – nepřímý, nepřímo řízený
individuální – odlišný, osobitý, svérázný (zdůrazňuje jednotlivost proti celku)
indukovaný vzduch – sekundární vzduch – přídavný vzduch, zpravidla již použitý
inertní plyn – netečný (nevýbušný, nehořlavý) plyn
inhibitor – látka působící proti tvoření úsad, korozi apod.
kavitace – souhrn jevů způsobujících mechanické poškození oběžných lopatek u hydraulických lopatkových strojů (čerpadel a vodních turbín)
klimatizace – úprava ovzduší v uzavřeném prostoru na žádanou teplotu, vlhkost a čistotu
kompenzace – vyrovnávání rušivých vnějších vlivů
kondenzace – přeměna skupenství plynného v kapalné (zpravidla páry ve vodu)
kondenzátor – zařízení na kondenzaci vodní páry při nízkém tlaku a nízké teplotě
konvekční – dotýkající se
médium (pracovní) – pracovní látka (kapalina, plyn nebo pára)
membrána – plošné těleso velmi malé tloušťky, které přenáší změny tlaku
moderátor – zmírňovač, v jaderné technice látka sloužící k zpomalování neutronů
multiplikační – znásobující, rozmnožující
parametr – základní konstrukční a provozní hodnota stroje a zařízení
parciální – částečný, dílčí
pasívní – trpný, nezúčastněný
pitting(s) – mechanické rozrušování obrobené plochy ve formě jemných jamek
primární – prvotní, základní, nejdůležitější
progresívní – postupný, pokrokový, postupně se zesilující účinek
radiální – kolmý k ose rotace
recirkulace – opětovné vracení do oběhu
reflektor – zařízení odrážející (vracející) neutrony zpět do procesu
reverzace – obracení smyslu otáčení, obracení směru chodu
segment – úsek kruhu
sekundární – druhotný, odvozený, dodatečný
signalizace – přenášení zpráv na dálku
skelet – kostra (zcela vysušená látka)
solanka – roztok soli v kapalině (nejčastěji kuchyňské soli ve vodě)
stabilizátor – zařízení zmenšující odklánění vozidla
sympatické řízení – řízení, u kterého je řídicí pohyb souhlasný se směrem pohybu pracovního
synchronní – současný, souběžný, stejných otáček
tandem – umístění za sebou
tobogan – šroubovitý žlab, ve kterém se materiál pohybuje vlivem zemské tíže
totální – plný, úplný
trajektorie – dráha
turniket – otáčivý rotor s lopatkami
variátor – mechanismus s plynule měnitelnými výstupními otáčkami
zóna – pásmo, omezený prostor

ČESKO—RUSKO—ANGLICKO—NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ

axiální stroj	аксиальная машина	axial machine	Axialmaschine
bezpečnost	безопасность, предохранитель	safety, security	Sicherheit
bod varu	точка кипения	boiling point	Siedepunkt
brzda	тормоз	brake	Bremse
břemeno	груз	load	Last
buben	барабан	drum	Trommel
čtyřdobý motor	четырехтактный двигатель	four stroke engine	Viertaktmotor
diagram	диаграмма	diagram, graph	Diagramm
drapák	грейфер	grab	Greifer
dvojčinný motor	двигатель двойного действия	double acting engine	doppeltwirkender Motor
dvoudobý motor	двухтактный двигатель	two stroke engine	Zweitaktmotor
elektrárna	электростанция	power station, power plant	Kraftanlage, Elektrizitätswerk
hák	крюк	hook	Haken
hřídel	вал	shaft	Welle
hydrocentrála	гидроэлектростанция	hydroelectric power station, water power plant	Hydrozentrale, Hydroelektrizitäts-werk
hydrodynamické čerpadlo	гидродинамический насос	hydrodynamic pump	Hydrodynamik-pumpe
chladicí kapalina	охлаждающая жидкость	cooling liquid	Kühlflüssigkeit
chladicí technika	холодильная техника	refrigeration technique	Kühltechnik
chladnička	холодильник	refrigerator	Kühlschrank
chlazení motoru	охлаждение двигателя	engine cooling	Kühlung des Motors
jádro atomu	атомное ядро	atomic nucleus	Atomkern
jednočinný motor	двигатель простого действия	single acting engine	einfachwirkender Motor
jeřáb	кран	crane	Kran
jeřábová dráha	крановый путь	crane runway	Kranbahn
jeřábový most	крановый мост	crane bridge	Kranbrücke
jmenovitý tlak	номинальное давление	nominal pressure	Nominaldruck
kanalizace	канализация	sewerage system, drainage	Kanalisation
kladka	блок	roller, pulley	Rolle
klimatizace	кондиционирование воздуха	air conditioning	Klimaregelung, Klimaanlage
kočka jeřábová	кошка крановая	crane crab	Laufkatze
kočka visutá	тележка подвесная	hanging crab	Hängekatze

kondenzační zařízení	конденсационная установка	condensing equipment	Kondensationsanlage
kotel	котел	boiler	Kessel
kotelna	котельная	boiler house	Kesselhaus
lano	канат	rope	Seil
lopatka	лопатка	blade (u turbín) vane (u čerpadel)	Schaufel
ložisko	подшипник	bearing	Lager
měrné otáčky	удельные обороты	specific speed	spezifische Drehzahl
moment	момент	moment	Moment
montáž	монтаж	installation	Montage
motor s protilehlými ventily (s hlavou F)	двигатель с противолежащими клапанами	inlet over exhaust engine, I.O.E. engine	Motor mit gemischter Ventilanordnung
motor s rozvodovým hřídelem na hlavě, motor OHC	верхнеклапанный двигатель	over head camshaft engine, O.H.C. engine	Motor mit obenliegender Nockenwelle
motor s rozvodovým hřídelem po straně, motor OHV	двигатель с нижним распределительным валом	over head valve engine, O.H.V. engine	Motor mit untenliegender Nockenwelle
motor se stojatými ventily (s postranními ventily, SV)	нижнеклапанный двигатель	side valve engine, S.V. engine	untengesteurter Motor, Motor mit stehenden Ventilen
navíjedlo, vrátek	лебедка	winch	Haspel, Winde
neutron	неитрон	neutron	Neutron
nosník	балка	beam, girder	Träger, Balken
nosnost	грузоподъемность	lifting capacity	Tragfähigkeit, Tragkraft
oběžné kolo	рабочее колесо	impeller wheel	Laufrad
obsluha	обслуживание	attendance	Bedienung
ohniště	костер	furnace (firebox)	Heizraum, Feuerraum
ohřívák vody	водоподогреватель	water heater, economiser	Wassererhitzer
ohřívák vzduchu	воздухоподогреватель	air heater	Luftwärmer
otáčky	число оборотов	speed, revolution	Drehzahl
otopné těleso	радиатор	heating radiator	Heizkörper, Radiator
palivo	топливо	fuel	Brennstoff
parní kotel	паровой котел	steam boiler	Dampfkessel
parní turbína	паровая турбина	steam turbine	Dampfturbine
paroproudá vývěva	паровой струйный вакуумный насос	steam jet air pump	Dampfstrahl vakuumpumpe
pístový spalovací motor	поршневой двигатель внутреннего сгорания	reciprocating internal combustion engine	Kolbenverbrennungsmotor, Verbrennungsmotor
plynová turbína	газовая турбина	gas turbine	Gasturbine
plynovod	газопровод	gas supply	Gasleitung
proudové čerpadlo	эжекторный насос	jet pump, ejector	Strahlpumpe

provoz	эксплуатация	operation	Betrieb
předpisy	правила	rules	Vorschriften
přehřívák páry	пароперегреватель	superheater, overheater	Dampfüberhitzer
převodové ústrojí	передача	gear box, gearing	Getriebe
radiální stroj	радиальная машина	radial machine	Radialmaschine
raketový motor	ракетный двигатель	rocket machine (engine)	Raketenmotor
rozváděcí kolo	направляющее колесо	diffuser, guide wheel	Leitrad
rychloběžný motor	быстроходный двигатель	high speed engine	schnellaufender Motor
rychlost	скорость	speed, velocity	Geschwindigkeit
řetěz	цепь	chain	Kette
síla	сила	force, power	Kraft
součinitel rychloběžnosti	коэффициент быстроходности	high speed coefficient	Laufzahl
soustava	устройство	system	System
spirální skříň	спиральный корпус	spiral casing	Spiralgehäuse
spojka	муфта	coupling	Kupplung
sušárna	сушилка	drying plant, drier	Dörranlage
šoupátkový motor	золотниковый двигатель	slide valve engine	schiebergesteuerter Motor
šroub	винт	screw	Schraube
technická dokumentace	техническая документация	technical documentation	technische Dokumentation
tepelný motor	тепловой двигатель	heat engine	Wärmekraft-maschine
teplárna	теплоэлектроцентраль	heat and power plant	Heizkraftwerk
tryska	сопло, форсунка	jet, nozzle	Düse
tryskový motor	реактивный двигатель	jet engine	Reaktionsmotor
turbodmýchadlo	турбовоздуходувка	turbo-blower	Turbogebläse
turbokompresor	турбокомпрессор	turbo-compressor	Kreiselverdichter
účinnost	коэффициент полезного действия	efficiency	Wirkungsgrad
údržba	уход	maintenance	Instandhaltung
ústřední vytápění	центральное отопление	central heating	Zentralheizung
větrání	вентиляция	ventilation	Lüftung
ventilátor	вентилятор	ventilator, fan	Lüfter, Ventilator
vodní dílo	гидротехническое сооружение	waterwork	Wasserkraftanlage
vodní chlazení	водяное охлаждение	water cooling	Wasserkühlung
vodní turbína	гидротурбина	water turbine	Wasserturbine
vodoproudá vývěva	водный струйный вакуумный насос	water jet pump	Wasserstrahl-vakuumpumpe
vodovod	водопровод	water supply	Wasserleitung
vozidlový motor	двигатель наземного транспорта	vehicle engine	Fahrzeugmotor
výkon	мощность	power (output)	Leistung
vyložení (jeřábu)	вылет	(cran) radius	Ausladung
výpočet teploty	расчет температуры	calculation of temperature	Temperatur-berechnung
vzduchotechnika	воздухотехника	air handling	Lufttechnik

vzduchové chlazení	воздушное охлаждение	air cooling	Luftkühlung
vznětový motor	двигатель с воспламенением от сжатия	compression ignition engine (Diesel engine)	Dieselmotor
vznětový motor naftový	дизель	compression ignition oil engine	Dieselmotor
vznětový motor plynový	газовый дизель	compression ignition gas engine	Gas-Dieselmotor
zabezpečovací zařízení	предохранительное устройство	safety device	Sicherheitsanlage
zážehový motor	двигатель с принудительным зажиганием	engine with externally supplied ignition, spark ignition engine	Ottomotor
zážehový motor plynový	газовый двигатель с принудительным зажиганием	spark ignition gas engine	Gas-Ottomotor
zážehový motor benzínový	бензиновый двигатель	spark ignition petrol (gasoline) engine	Benzin-Ottomotor
zdvihadlo	подъемник	hoist, lifting device	Hebezeug
zkouška	испытание	test	Versuch, Prüfung
zrychlení	ускорение	acceleration, speed up	Beschleunigung
zvedák	домкрат	lifting jack	Heber, Hebestock

REJSTŘÍK

Ing. Vlastimil Skopal,
Ing. Jindřich Adámek,
Ing. Mojmír Hofírek

Stavba a provoz strojů IV

Konstrukční uspořádání, provoz a údržba

DT 621 (075.3)
621.4 + 621.51 + 621.165 + 621.224 (075.3)

Vydalo SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p.,
Spálená 51, 113 02 Praha 1, v roce 1982 jako svou 9132. publikaci.
Redakce báňské a strojírenské literatury,
odpovědný redaktor Ing. Pavel Vávra.
Vazbu navrhl Metoděj Sychra.
Technická redaktorka Jana Zehnulová.
Vytiskla Polygrafia, n. p., Praha 2, Svobodova 1.
424 stran, 330 obrázků, 95 tabulek.
Typové číslo L13-C2-V-33f/25 643. Vydání první.
Náklad 20 200 výtisků. 32,19 AA, 33,99 VA.

05/10

Cena vázaného výtisku Kčs 37,–

507/23,857

Publikace je určena studujícím ve 4. roč. SPŠS v denním studiu
a jako pomocná kniha pro pracující.

5437 04-235-82 Kčs 37,–

5437

04 – 235 – 82
05/10 Kčs 37,–